

**Untersuchung von Temperierprozessen  
und Ermittlung von Wärmerückgewinnungspotentialen  
im Bereich der Zylindertemperierung von Kunststoffextrudern**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,  
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Christoph Ketteler

aus

Dorsten

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg

Prof. Dr.-Ing. Volker Schöppner

Tag der mündlichen Prüfung: 29.11.2017



## **Vorwort / Danksagung**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion und Kunststoffmaschinen des Instituts für Produkt Engineering der Universität Duisburg-Essen von 2011 bis 2016.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg für die hervorragende fachliche Unterstützung und Förderung meiner Arbeit sowie für das stets offene Ohr und die wertvollen Diskussionen. Für die Übernahme des Korreferates und das aufgebrachte Interesse möchte ich außerdem Herrn Prof. Dr.-Ing. Volker Schöppner danken. Ebenso danke ich dem Vorsitzenden der Prüfungskommission Herrn Prof. Dr.-Ing. Friedrich-Karl Benra und dem Mitprüfer Prof. Dr.-Ing. Andrés Kecskeméthy.

Allen ehemaligen Kollegen am Institut möchte ich für die gute Zusammenarbeit und die gemeinsame Zeit am Lehrstuhl danken, die ich stets in sehr positiver Erinnerung behalten werde. Ein besonderer Dank gilt Dr. Oliver te Heesen und Dr. Burkhard Gronhoff für die kritische Durchsicht meiner Arbeit und die wertvollen Anregungen. Während meiner Zeit an der Universität sind einige Freundschaften entstanden, die hoffentlich noch über viele Jahre bestehen werden. Weiterhin danke ich allen beteiligten studentischen Mitarbeitern sowie Abschlussarbeitern, die mit ihrem Engagement und vielen kreativen Beiträgen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Die Inhalte dieser Arbeit entstanden im Rahmen öffentlich geförderter Forschungsvorhaben. Ein besonderer Dank gilt daher auch dem Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) und sämtlichen beteiligten industriellen und wissenschaftlichen Partnern für den praxisnahen Austausch.

Meiner gesamten Familie und besonders meiner Frau Katharina möchte ich abschließend vielmals für den großen Rückhalt und die unermüdliche moralische Unterstützung während der Erstellung dieser Arbeit danken.

Dorsten, Dezember 2017



## Inhaltsverzeichnis

<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>VIII</b>
<b>Summary.....</b>	<b>X</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation .....	2
1.2 Zielsetzung .....	3
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik .....</b>	<b>5</b>
2.1 Einschneckenextrusion.....	6
2.1.1 Energetische Betrachtung des Extrusionsprozesses .....	9
2.1.2 Externe Temperiereinrichtungen .....	15
2.1.2.1 Zylindertemperierung.....	15
2.1.2.2 Schneckentemperierung .....	21
2.1.3 Effizienzsteigerung.....	22
2.1.3.1 Optimierungspotentiale angewandter Maschinenteknik .....	23
2.1.3.2 Temperaturführung im Extrusionsprozess .....	25
2.1.3.3 Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung.....	28
2.2 Thermodynamische Grundlagen .....	31
2.2.1 Dissipation von Antriebsenergie .....	31
2.2.2 Wärmeübertragung .....	32
2.2.2.1 Wärmeleitung .....	32
2.2.2.2 Konvektiver Wärmeübergang .....	33
2.2.2.3 Wärmestrahlung .....	34
2.2.2.4 Wärmeübertragernetzwerke .....	35
<b>3 Entwicklung eines Extrusionssystems mit integriertem Wärmemanagement.....</b>	<b>38</b>
3.1 Konzeptentwicklung des Temperiersystems .....	39
3.2 Anlagentechnischer Aufbau des umgesetzten Laborsystems.....	45
3.3 Auslegung und Auswahl der erforderlichen Systemkomponenten .....	50
3.3.1 Auslegung der flüssigtemperierten Plastifiziereinheit.....	50
3.3.2 Auswahl der sonstigen Systemkomponenten .....	54
3.3.2.1 Temperiergeräte.....	54
3.3.2.2 Ventile .....	55
3.3.2.3 Wärmeübertrager.....	56
3.4 Messwerterfassung .....	57
3.5 Steuerung und Regelung des Laborsystems .....	61
3.5.1 Übergeordnete Systemsteuerung mit grafischer Benutzeroberfläche .....	62

3.5.2	Temperiergeräte.....	64
3.5.3	Ventilbaugruppe .....	65
<b>4</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen mit dem Laborsystem .....</b>	<b>67</b>
4.1	Leerlaufversuche .....	67
4.2	Funktionsverifikation der Wärmeübertragung mittels Ventilbaugruppe .....	69
4.3	Extrusionsversuche.....	72
4.3.1	Einfluss der Variation des Zylindertemperaturprofils.....	72
4.3.2	Einfluss der Variation der Nutbuchsentemperatur .....	76
4.3.3	Einfluss unterschiedlicher Materialeigenschaften.....	78
4.3.4	Zwischenfazit .....	84
<b>5</b>	<b>Numerische Simulation der thermischen Effekte im Extrusionsprozess .....</b>	<b>85</b>
5.1	Bestimmung der Innenwandtemperatur des Plastifizierzylinders .....	86
5.2	3D-CFD-Simulation des Plastifizierprozesses in der Einschneckenextrusion.....	89
5.2.1	Simulation der eingesetzten Plastifiziereinheit .....	92
5.2.2	Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen .....	95
5.2.3	Diskussion und Beurteilung der quantitativen Abweichungen zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen .....	104
<b>6</b>	<b>Fazit und Ausblick.....</b>	<b>107</b>
<b>7</b>	<b>Verzeichnisse .....</b>	<b>111</b>
7.1	Literaturverzeichnis.....	111
7.2	Abbildungsverzeichnis .....	121
7.3	Tabellenverzeichnis.....	123
<b>8</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>124</b>
8.1	Eigenschaften des zum Einsatz kommenden Temperieröls .....	124
8.2	Berechnung der minimalen Zylinderwanddicke .....	125
8.3	Materialeigenschaften der verwendeten Thermoplaste .....	126
8.4	Versuchsprotokolle der Extrusionsversuche .....	130
8.5	Materialmodell zur Simulation des Plastifizierprozesses.....	142
8.6	Verwendete Hard- und Software .....	145
	<b>Lebenslauf.....</b>	<b>146</b>

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
A/D	analog/digital
CAD	rechnergestütztes Konstruieren (Computer Aided Design)
CFD	numerische Strömungsmechanik (Computational Fluid Dynamics)
D/A	digital/analog
DEM	diskrete Elemente Methode (Discrete Element Method)
DMS	Dehnungsmessstreifen
DN	Nennweite
DSC	dynamische Differenzkalorimetrie (Differential Scanning Calorimetry)
GUI	grafische Benutzeroberfläche (Graphical User Interface)
kin.	kinematisch
MFR	Schmelzflussindex (Melt Flow Rate)
MW	Mittelwert
PA12	Polyamid 12
PE-HD	Polyethylen hoher Dichte
PE-LD	Polyethylen niedriger Dichte
PN	Nenndruck
PP	Polypropylen
PS	Polystyrol
Pt100	Platinmesswiderstand mit Nennwiderstand von 100 $\Omega$ bei 0 °C
PVC	Polyvinylchlorid
sp.	spezifisch
SPS	speicherprogrammierbare Steuerung
Z	Zone

## Formelzeichenverzeichnis

### Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$A$	$[m^2]$	Fläche
$A$	$[Pas]$	Nullviskosität im Carreau-Ansatz
$a$	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	Temperaturleitfähigkeit
$a_T$	$[-]$	Temperaturverschiebungsfaktor
$\tilde{a}_T$	$[-]$	angepasster Temperaturverschiebungsfaktor
$B$	$[s]$	reziproke Übergangsgeschwindigkeit im Carreau-Ansatz
$C$	$[-]$	Steigung der Viskositätskurve im Carreau-Ansatz
$c_p$	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$	spezifische Wärmekapazität
$D$	$[m]$	Durchmesser
$ES$	$[-]$	Expansion-Shift-Faktor
$Gr$	$[-]$	Grashof-Zahl
$H$	$[J]$	Enthalpie
$HS$	$[-]$	Height-Scaling-Faktor
$I$	$[A]$	elektrische Stromstärke
$K_{VS}$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	Durchflusskoeffizient bei Nennhub
$k$	$\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	Wärmedurchgangskoeffizient
$L$	$[m]$	Länge
$M$	$[Nm]$	Drehmoment
$m$	$[kg]$	Masse
$m$	$[-]$	Geradensteigung
$\dot{m}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massestrom
$MF$	$[-]$	Meltfraction
$MS$	$[-]$	Melt-Shift-Faktor
$n$	$[s^{-1}]$	Drehzahl



Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$n$	[ ]	Achsenabschnitt
$Nu$	[−]	Nusselt-Zahl
$P$	[W]	Leistung
$p$	[Pa]	Druck
$Pr$	[−]	Prandtl-Zahl
$Q$	[J]	Wärme
$\dot{Q}$	[W]	Wärmestrom
$\dot{q}$	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$	Wärmestromdichte
$R$	[Ω]	elektrischer Widerstand
$r$	[m]	Radius
$Re$	[−]	Reynolds-Zahl
$R_{p0,2}$	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	0,2 %-Dehngrenze
$S$	[−]	Sicherheitsfaktor
$T$	[K]	Temperatur
$TS$	[−]	Transition-Scaling-Faktor
$U$	[V]	elektrische Spannung
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$\dot{V}$	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	Volumenstrom
$v$	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	spezifisches Volumen
$WS$	[−]	Width-Scaling-Faktor

**Griechische Formelzeichen**

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\alpha$	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	Wärmeübergangskoeffizient
$\dot{\gamma}$	$[s^{-1}]$	Schergeschwindigkeit
$\delta$	$[m]$	Dicke
$\Delta\vartheta_m$	$[^{\circ}C]$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
$\varepsilon$	$[-]$	Emissionsgrad
$\eta$	$[Pas]$	dynamische Viskosität
$\vartheta$	$[^{\circ}C]$	Temperatur
$\lambda$	$\left[\frac{W}{mK}\right]$	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	kinematische Viskosität
$\pi$	$[-]$	Kreiszahl
$\rho$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Dichte
$\sigma$	$[Pa]$	mechanische Spannung
$\sigma$	$\left[\frac{W}{m^2 K^4}\right]$	Stefan-Boltzmann-Konstante

**Indizes**

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
$a$	außen
$aus$	austretend
$BP$	Bypass
$Diss$	Dissipation
$ein$	eintretend
$el$	elektrisch
$Film$	Schmelzefilm
$Fin$	Aufschmelzende
$Fl$	Fluid

Abkürzung	Bedeutung
<i>heiz</i>	heizen
<i>i</i>	innen
<i>K</i>	Konvektion
<i>kühl</i>	kühlen
<i>L</i>	Leitung
<i>L</i>	flüssig (liquid)
<i>M</i>	Masse
<i>max</i>	maximal
<i>mech</i>	mechanisch
<i>N</i>	Nutbuchse
<i>r</i>	radial
<i>rück</i>	Rücklauf
<i>S</i>	Strahlung
<i>S</i>	fest (solid)
<i>T</i>	Temperatur
<i>t</i>	tangential
<i>v</i>	Vergleich
<i>vor</i>	Vorlauf
<i>W</i>	Wand
<i>Z</i>	Zone
<i>zul</i>	zulässig

## Zusammenfassung

Die Extrusion stellt eines der wichtigsten Verfahren zur Verarbeitung von thermoplastischen Kunststoffen und Elastomeren dar. Im Fokus der Entwicklungen stehen die Durchsatzsteigerung von Hochleistungsmaschinen und gleichzeitig die Realisierbarkeit von breiten Einsatzspektren in Bezug auf Materialien und Betriebspunkte. Aufgrund von politischen Rahmenbedingungen, die ambitionierte Klima- und Effizienzziele vorgeben sowie den energiewirtschaftlichen Entwicklungen, die zu stetig steigenden Energiekosten führen, nimmt die Bedeutung der Berücksichtigung einer Steigerung der Energieeffizienz in den Entwicklungen innerhalb der kunststoffverarbeitenden Industrie stetig zu.

Bereits in der Vergangenheit wurden weitgehende Fortschritte im Bereich der Optimierung von Anlagenkomponenten erzielt. Neben den Entwicklungen im Bereich der Extruderbauformen, hat sich besonders der Einsatz von energieeffizienter Antriebstechnik positiv auf die Prozesseffizienz ausgewirkt, da der Großteil der eingebrachten Energie durch die Dissipation von Antriebsenergie zugeführt wird. Die Optimierungspotentiale in diesem Bereich sind jedoch limitiert und wurden bereits weitgehend ausgeschöpft. Aus diesem Grund ergeben sich besonders im Bereich der Nutzung von im Prozess anfallender Abwärme Ansatzpunkte, um die Energieeffizienz weiter zu erhöhen. Entlang des Extrusionsprozesses treten unterschiedliche Wärmeströme auf, die bisher nur unzureichend genutzt werden. Im Bereich der Produktkühlung, in dem die größten Wärmeströme abgeführt werden, existieren bereits Ansätze, die abgeführte Wärme beispielsweise für die Granulatvorwärmung oder betriebsinterne Wärmesenken zu nutzen. Eine anderweitige Nutzung wird jedoch erschwert, weil die Wärmeströme in diesem Bereich auf vergleichsweise geringem Temperaturniveau vorliegen. Da besonders bei hohen Anlagendurchsätzen auch im heißen Teil des Extrusionsprozesses signifikante Abwärmeströme auftreten, die bisher in der Regel ungenutzt an die Umgebung abgeführt werden, ist eine Betrachtung der möglichen Nutzungspotentiale dieser Wärmeströme zielführend.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein auf den in der Praxis eingesetzten Lösungen im Bereich der Zylindertemperierung basierendes Temperiersystem entwickelt, das eine erweiterte Prozessanalyse im Betrieb sowie die Evaluation einer prozessinternen Nutzung von anfallender überschüssiger Prozesswärme ermöglicht. Zu diesem Zweck wurde ein entsprechendes Extrusionssystem, basierend auf einem flüssigtemperierten Einschnckenextruder ausgelegt und im Labormaßstab aufgebaut. Der mit einer Barrierschnecke betriebene Nutbuchsenextruder verfügt über einen modifizierten Zylinder, der mit integrierten Temperierkanälen ausgestattet ist. Diese Kanäle sind in Form von vier identischen Temperierzonen entlang des Plastifizierzylinders eingebracht und ermöglichen eine von herkömmlichen Heiz-/ Kühlkombinationen abweichende Temperierung mittels Wärmeträgeröl. Das zugehörige Temperiersystem stellt vier separate Temperierkreisläufe zur Verfügung, die für die einzelnen Zylinderzonen eine voneinander unabhängige Definition von Vorlauftemperaturen ermöglichen. Durch die vorhandene Messtechnik lassen sich die im Bereich der Temperierkanäle ausgetauschten Wärmeströme für

alle Zonen erfassen. Die Bündelung von Abwärme in einem Medium auf hohem Temperaturniveau erlaubt eine Übertragung und Nutzung der aufgenommenen Energie. Da für die Beheizung und die Kühlung des Prozesses das gleiche Medium zum Einsatz kommt, wird eine Wärmerückgewinnung innerhalb des Prozesses grundsätzlich vereinfacht. Die Umsetzung der prozess-internen Übertragung von Wärme zwischen einzelnen Zylinderzonen wird durch die Entwicklung eines entsprechenden ventilgesteuerten Aufbaus zur Wärmeübertragung ermöglicht. Jeweils zwei Zonen lassen sich hiermit über einen Wärmeübertrager thermisch koppeln und mit Hilfe eines Stellventils gezielt entsprechend der vorliegenden Temperaturniveaus Wärme zwischen den Zonen übertragen.

Die mit dem Laborsystem durchgeführten Versuche sowie die anhand der vorliegenden Komponenten durchgeführten numerischen Strömungssimulationen geben einen Einblick in die sich einstellenden thermischen Austauschprozesse zwischen Zylinder und Prozess und erlauben Rückschlüsse auf die Einflüsse der Temperaturführung. In Abhängigkeit von zu definierenden Randbedingungen, wie zum Beispiel einer maximalen Schmelzetemperatur, lassen sich Anpassungen der Temperaturführung vornehmen, die zu einer Vermeidung unnötiger Kühl- und Heizvorgänge beitragen. Die Bestimmung der in den Temperierkanälen der einzelnen Zylinderzonen übertragenen Wärmeströme erlaubt, unter Berücksichtigung der vorliegenden Temperaturniveaus, außerdem eine Bewertung der potentiellen Nutzbarkeit von anfallenden Abwärmeströmen. Die Möglichkeit einer direkten Wärmerückgewinnung im Bereich des Plastifizierzylinders kann mit den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche nur bedingt bestätigt werden. Die auftretenden Wärmeströme werden durch die Prozessparameter sowie die verarbeiteten Materialien signifikant beeinflusst. Es treten zwar entsprechende Wärmeströme auf, aufgrund der vorliegenden Temperaturniveaus ist eine Übertragung innerhalb des betrachteten Prozesses jedoch nur in geringem Maße möglich. Der Ansatz der direkten Wärmerückgewinnung lässt sich allerdings auf beliebige Anlagen übertragen, sodass eine Anwendung auf anderen Einschnckenmaschinen, im Bereich von Compoundierprozessen auf Doppelschnckenextrudern oder zur Verknüpfung mehrerer Anlagen möglich ist.

Bei der Betrachtung einer Produktionsumgebung, in der mehrere Prozesse parallel ablaufen und verschiedene Materialien bei unterschiedlichen Prozessbedingungen verarbeitet werden, ergibt sich daher nichtsdestotrotz das Potential einer integrierten Temperierung verschiedener Extrusionslinien. Durch den Einsatz zentraler Heiz- und Kühlkreisläufe sowie einer individuell definierbaren Kopplung geeigneter Wärmequellen und -senken untereinander lässt sich der Gesamtenergieeintrag in ein solches System reduzieren. Die Verwendung globaler Kreisläufe erleichtert außerdem die weitere Nutzung von Abwärme, die nicht innerhalb der Anlagen verwertet werden kann. Denkbar ist hier beispielsweise die Nutzung zur Warmwasserversorgung innerhalb des Betriebes. Bei einer unvermeidbaren zusätzlichen Rückkühlung kann hier aufgrund von hohen verfügbaren Temperaturniveaus außerdem auf Freikühler zurückgegriffen werden, die eine energie- und kostensparende Abführung von Wärme ohne die unerwünschte Aufheizung der Produktionsumgebung ermöglichen.

## Summary

Extrusion is one of the most common technologies for the processing of thermoplastics and elastomers. The focus of the developments is the increase in throughput of high-performance machines and, at the same time, the realizability of broad application spectra with regard to materials and operating points. Due to political framework conditions that provide ambitious climate and efficiency targets as well as energy economic developments that lead to steadily rising energy costs, the importance of taking into account an increase in energy efficiency in the developments within the plastics processing industry is steadily increasing.

Extensive progress has already been made in the area of optimization of plant components in the past. In addition to developments in the area of extruder design principles, the use of energy-efficient drive technology has also had a positive effect on the efficiency of the process, since the majority of the energy input is supplied by the dissipation of drive energy. However, the optimization potentials in this area are largely exhausted, so that the utilization of waste heat generated in the process represents a promising approach to increase the energy efficiency. Alongside the extrusion process, different heat flows occur, which are so far only inadequately reused. In the area of product cooling, in which the largest heat flows are dissipated, there are already attempts to reuse the discharged energy. Granulate preheating or the supply of in-house heat sinks represent examples of this. However, another use is more difficult because the heat flows in this region are available at a comparatively low temperature level. Particularly in the case of high machine throughputs, significant waste heat flows occur in the hot part of the extrusion process. Because these heat flows are so far generally discharged to the environment unused, the consideration of the potential utilization of this energy appears to be promising.

In scope of this work, a system based on the existing procedures in the field of cylinder temperature control was developed, which allows for an extended process analysis during operation as well as the evaluation of process internal use of excess process heat. For this purpose, a corresponding extrusion system, based on a liquid temperature controlled single-screw extruder, was designed and built in laboratory scale. The grooved-barrel extruder is operated with a barrier screw and has a modified cylinder, which is equipped with integrated temperature control ducts. These channels are positioned along the plasticizing cylinder in the form of four identical tempering zones and allow temperature control by means of heat transfer oil which differs from conventional electrical heating and cooling approaches. The associated temperature control system provides four separate temperature control circuits, which allow an independent definition of flow temperatures for the individual cylinder zones. Because of the implemented measuring technology, the heat flows exchanged in the area of the temperature control channels can be recorded for all zones. The bundling of waste heat in a medium at a high temperature level allows a transfer and utilization of the absorbed energy. Since the same medium is used for the heating and cooling of the process, heat recovery within the process is

basically simplified. The implementation of the internal heat transfer between individual cylinder zones is made possible by the development of a corresponding valve-controlled heat transfer system. Two zones can be thermally coupled by a heat exchanger and heat can be transferred between the zones in a targeted manner according to the present temperature levels by means of a control valve.

The experiments carried out with the laboratory system as well as the numerical flow simulations carried out with the help of the available components provide an insight into the thermal exchange processes between the cylinder and the process. In addition, conclusions about the influence of temperature control can be drawn. Depending on the boundary conditions to be defined, such as a maximum melt temperature, it is possible to make adjustments to the temperature control, which help to avoid unnecessary cooling and heating processes. The determination of the heat flows transmitted in the temperature control channels of the individual cylinder zones also permits an assessment of the potential usability of the waste heat taking into account the temperature levels that are present. The possibility of a direct heat recovery in the area of the plasticizing cylinder can only be confirmed to a limited extent by the experiments carried out in the course of this work. The occurring heat flows are significantly influenced by the process parameters as well as the processed materials. Although corresponding heat flows occur, due to the present temperature levels, transmission within the examined process is only possible to a small extent. However, the approach can be transferred to any other plant so that an application is possible on other single-screw machines, in the area of compounding processes on twin-screw extruders or for linking several plants.

When considering a production environment in which several processes run parallel and different materials are processed under different process conditions, the potential for an integrated temperature control of different extrusion lines is obvious. The use of central heating and cooling circuits as well as an adaptable coupling of suitable heat sources and sinks to one another reduces the overall energy input into such a system. The use of global circuits also facilitates the further use of waste heat which cannot be utilized within the plants. Here, for example, the use of hot water supply within the plant is conceivable. In the case of an unavoidable additional recooling, a free-cooling system using outside air can also be applied here due to the high available temperature levels, which allow an energy- and cost-saving removal of heat without the undesirable heating of the production environment.





## 1 Einleitung

Kunststoffe stellen heute aufgrund ihrer speziellen Eigenschaften eine der wichtigsten und vielseitig einsetzbaren Werkstoffgruppen dar. Neben den großen Hauptmärkten, wie beispielsweise der Verpackungsindustrie, dem Baugewerbe und der Automobilindustrie, existiert eine Vielzahl von Anwendungen, in denen Kunststofferzeugnisse im alltäglichen Gebrauch nicht mehr wegzudenken sind. Der Bedarf an Kunststoffen lag im Jahr 2015 in Deutschland bei 12,05 Mio. t und ist einem stetigen Wachstum unterlegen [Pla16]. Kunststoffe zeichnen sich besonders durch ihre Vielseitigkeit aus. Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Materialien, deren Werkstoffeigenschaften sich außerdem durch die gezielte Zugabe von Füllstoffen und Additiven weiter anpassen lassen. Hierdurch stehen Werkstoffe zur Verfügung, die spezifische an das jeweilige Produkt gestellte Anforderungen optimal erfüllen. Durch die relativ einfache Formgebung bei geringen Temperaturen ergibt sich eine enorme Flexibilität im Bereich der Produktentwicklung. Der Einsatz von Kunststoffen leistet des Weiteren einen entscheidenden Beitrag in den Bereichen der Nachhaltigkeit und Ressourceneffizienz. Aufgrund ihrer relativ geringen Dichte ergeben sich in Anwendungen, in denen die Substitution von Metallen möglich ist, hohe Potentiale im Bereich des Leichtbaus. Außerdem bieten Kunststoffe eine hohe Recyclingfähigkeit. Da Kunststoffe weiterhin vergleichsweise günstige Werkstoffe sind, bieten sie neben den technischen Vorzügen auch wirtschaftliche Anreize, die zu einem stetigen Wachstum der Kunststoffbranche beitragen.

Die Extrusion ist eines der wichtigsten Verfahren zur Verarbeitung von thermoplastischen Kunststoffen und Elastomeren. Im Jahr 2008 wurden in Europa 48,5 Mio. t Kunststoffe verarbeitet, wovon 48,1 % auf das Extrusionsverfahren entfielen [Urb11]. Bei der Extrusion handelt es sich um ein Urformverfahren, welches in einem kontinuierlichen Prozess aus einem granulato- oder pulverförmigen Rohstoff ein Halbzeug aus Kunststoff erzeugt. Bei der Verarbeitung von Thermoplasten wird das Material hierzu in der Regel aufgeschmolzen und in Form von Schmelze durch ein formgebendes Werkzeug ausgetragen.

Die Extrusionstechnologie ist grundsätzlich dadurch geprägt, dass auf der einen Seite Hochleistungsmaschinen zur Erreichung besonders hoher maschinenbezogener Durchsätze und auf der anderen Seite eine universelle Einsetzbarkeit im Bereich eines breiten Rohstoff- und Betriebspunktspektrums gefordert werden. Durch gleichzeitig immer kürzer werdende Produktzyklen und spezifische Produktanforderungen vereinen sich diese beiden Anforderungen zunehmend [WK04]. Die Steigerung der Wirtschaftlichkeit des Extrusionsprozesses wird durch niedrige auf den Massedurchsatz bezogene Investitions- und Betriebskosten erreicht. Hierzu rückt neben der Forderung nach einer Steigerung des auf den Schneckendurchmesser bezogenen spezifischen Durchsatzes bei hoher Schmelzequalität auch die Betrachtung der Energieeffizienz immer mehr in den Fokus von Verarbeitern und Maschinenherstellern [WM97]. Dies ist besonders durch die Entwicklungen der Energiewirtschaft zu steigenden Energiekosten so-

wie durch die ambitionierten politischen Ziele im Bereich des Klimaschutzes und der Steigerung der Energieeffizienz begründet. Die Europäischen Union sieht beispielsweise vor, bis zum Jahr 2020 beim Primärenergieverbrauch Einsparungen von 20 % im Vergleich zu den Projektionen umzusetzen. Bis 2030 sollen dann Einsparungen von 30 % angestrebt werden [EU12, EC14].

## 1.1 Motivation

Grundsätzlich zeichnet sich die Verarbeitung von thermoplastischen Kunststoffen dadurch aus, dass dem Material vor dem Formgebungsprozess Energie zugeführt wird, welche im Anschluss wieder abgeführt werden muss. Der Rohstoff liegt üblicherweise in Form von festem Granulat vor, das im Extrusionsprozess aufgeschmolzen, umgeformt und anschließend wieder abgekühlt wird. In der Regel wird die erforderliche Energie über elektrischen Strom zur Verfügung gestellt. Einerseits kommt es zu Dissipation von Antriebsenergie während andererseits über externe Temperiersysteme die Möglichkeit gegeben wird, zusätzliche Energie über den Plastifizierzylinder einzubringen oder gegebenenfalls abzuführen. Die Anteile der zu- und abgeführten Energie sowie der erforderliche Energiebedarf des Prozesses ergeben sich in Abhängigkeit einer Vielzahl von miteinander in Wechselwirkung stehenden Prozessbedingungen.

Entlang des Extrusionsprozesses ergeben sich aufgrund der verschiedenen auftretenden Energieströme Abwärmepotentiale, die bisher nur unzureichend genutzt werden. Im Bereich der Produktkühlung fallen besonders große Wärmeströme an, die jedoch auf einem vergleichsweise niedrigen Temperaturniveau vorliegen. Hier besteht beispielsweise die Möglichkeit einer betriebsinternen Nutzung dieser Abwärme zur Beheizung von Bürogebäuden. Auch im Bereich der Anlage selbst existieren Konzepte, die eine Nutzung der aus dem Produkt abgeführten Wärme erlauben. Diese wird eingesetzt, um eine Vorwärmung des zugeführten Granulates und damit eine Reduzierung des im Anschluss erforderlichen Energieeintrages zur Plastifizierung des Materials zu erzielen.

Ein weiterer Ansatzpunkt für die Nutzung anfallender Abwärme ergibt sich entlang des eigentlichen Plastifizierprozesses. Besonders bei hohen Anlagendurchsätzen ist eine Kühlung im Bereich des Plastifizierzylinders häufig nicht zu vermeiden, da die Schmelzetemperatur ohne entsprechende Kontrolle materialspezifisch unzulässige Werte annimmt. Hier kommen in der Praxis meist elektrische Heiz-/ Kühlkombinationen zum Einsatz, die eine Kühlung mittels eines Luftstromes ermöglichen. Die von der Kühlluft aufgenommene Wärme wird in der Regel ungenutzt an die Umgebung abgegeben und steht dem Prozess nicht mehr zur Verfügung. Da an Extrudern unterschiedliche Temperaturprofile in mehreren unabhängig voneinander temperierbaren Zylinderzonen vorgesehen sind, können außerdem je nach definierten Prozessparametern gleichzeitig Heiz- und Kühlbedarfe auftreten. Dies lässt sich unter Umständen bereits durch eine gezielte Temperaturführung beeinflussen. Mit Hilfe eines geeigneten Temperiersystems ließen sich die bei erforderlicher Kühlung abgeführten Wärmeströme jedoch auch nutzen, um

den Gesamtenergieeintrag zu reduzieren oder analog zu den in der Produktkühlung anfallenden Wärmeströmen externe Wärmesenken versorgen. Eine Steigerung der Energieeffizienz von Extrusionsprozessen durch die konsequente Reduzierung oder Nutzung von Abwärme ist somit möglich und sowohl ökologisch als auch wirtschaftlich sinnvoll.

## 1.2 Zielsetzung

Ausgehend von den bei konventionellen Einschnckenextrudern vorliegenden Lösungen soll ein Ansatz zur prozessinternen Wärmerückgewinnung im Bereich der Zylindertemperierung entwickelt werden. Um die im Plastifizierprozess anfallenden Abwärmeströme direkt nutzbar zu machen, empfiehlt es sich, eine möglichst starke Bündelung sowie hohe Temperaturniveaus der Abwärme zu ermöglichen. Hierzu ist es erforderlich, alternative Ansätze der Zylindertemperierung zu berücksichtigen, die von den herkömmlichen elektrischen Systemen mit Luftkühlung abweichen. Im Bereich der Temperierung in der Kunststoffverarbeitung existieren bereits Sonderverfahren, welche beispielsweise Flüssigkeiten nutzen, um Abwärme auf nutzbaren Temperaturniveaus zu transportieren und auch eine Übertragung von Wärme zwischen unterschiedlichen Positionen im Prozess zu erlauben. Diese im Stand der Technik dargelegten Systeme sind auf ihre Eignung zu überprüfen, in Kombination mit vorhandenen Konzepten im Bereichen der industriellen Abwärmenutzung beziehungsweise Wärmerückgewinnung eingesetzt zu werden. Ziel ist es, im Prozess anfallende Abwärmeströme gezielt zu nutzen, um den Energiebedarf an anderer Stelle im Prozess zu decken und somit den Gesamtenergieeintrag in das System zu verringern.

Basierend auf den im Stand der Technik in Kapitel 2 dargestellten Grundlagen und in der Praxis vorhandenen Lösungen werden Konzepte entwickelt, die einen möglichst flexiblen Einsatz im Bereich der Einschnckenextrusion ermöglichen. Der zu entwickelnde Ansatz soll die von herkömmlichen Systemen bekannte Prozessführung möglichst gering beeinflussen und unabhängig von tatsächlich nutzbaren Abwärmepotentialen universell einsetzbar sein. Auf der Basis von möglichen Ansätzen, die im Rahmen der Konzeptfindung entwickelt werden, wird zur experimentellen Erprobung ein System im Labormaßstab aufgebaut. Das Laborsystem umfasst einen vollständigen Einschnckenextruder, der mit dem alternativen Temperiersystem ausgestattet wird. Hiermit werden die Einflüsse unterschiedlicher Materialien und Prozessparameter durch Extrusionsversuche ermittelt und mit Hilfe der eingesetzten Messtechnik die zu- sowie abgeführten Wärmeströme entlang des Plastifizierzylinders bestimmt. Die angestrebten Prozessdaten erlauben somit eine Beurteilung der Nutzbarkeit von auftretenden Abwärmeströmen innerhalb des Prozesses oder im Anlagenumfeld. Exemplarisch wird die Möglichkeit der Wärmeübertragung zwischen unterschiedlichen Temperierzonen entlang des Plastifizierzylinders innerhalb der durchgeführten Versuchsreihen validiert. Gleichzeitig werden Modellansätze implementiert, die es ermöglichen, das vorliegende Extrusionssystem auf der Basis von numerischen Strömungssimulationen zu untersuchen. Bereits im Rahmen des Auslegungsprozesses

sollen Simulationen herangezogen werden, um die erforderlichen geometrischen Details der durchströmten Teile des Laborsystems zu definieren. Mit Hilfe von numerischen Simulationen soll es im weiteren Verlauf außerdem ermöglicht werden, die sich einstellenden Prozessbedingungen innerhalb des Extruders rechnerisch zu ermitteln und somit eine von Versuchen unabhängige Beurteilung der zu erwartenden Abwärmepotentiale zu ermöglichen. Hierzu werden bestehende Berechnungsansätze herangezogen und auf den vorliegenden Anwendungsfall angewendet, die eine dreidimensionale Abbildung des Plastifizierprozesses innerhalb des vorliegenden Strömungsgebietes der Plastifiziereinheit ermöglichen.

Die durchgeführten Untersuchungen sollen dazu beitragen, die zur Verfügung stehenden Möglichkeiten der Abwärmenutzung und Wärmerückgewinnung im Bereich der Extrusion, mit Fokus auf den Abschnitt einer Extrusionsanlage in dem der Plastifizierprozess stattfindet, zu bewerten. Hierdurch soll abhängig von den in einer Produktionsumgebung vorliegenden Gegebenheiten eine Beurteilung der potentiellen Effizienzsteigerungen und der hierzu sinnvoll anwendbaren Ansätze für die Nutzung von im Plastifizierprozess anfallender Abwärme ermöglicht werden.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

Das folgende Kapitel widmet sich den grundlegenden Anforderungen an den Extrusionsprozess und stellt die in der Praxis zum Einsatz kommenden Maschinenkomponenten dar. Vor dem Hintergrund der angestrebten Untersuchungen und Optimierungen im Bereich der Temperaturführung entlang des Extrusionszylinders werden speziell die thermischen Effekte, welche während des Plastifizierprozesses im System Extruder auftreten, erläutert. Hierbei werden des Weiteren die in der industriellen Praxis zur Verfügung stehenden Temperiereinrichtungen zur externen Wärmezufuhr sowie verschiedene Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung und Optimierung des Prozesses beleuchtet. Im weiteren Verlauf werden außerdem die zu Grunde liegenden physikalischen Phänomene der Wärmeübertragung dargestellt, da diese für das Verständnis der betrachteten thermodynamischen Prozesse erforderlich sind. Dieses Kapitel stellt somit die Grundlagen für die folgenden Ausführungen zur Verfügung, die die konkrete Beschreibung der Entwicklung sowie der experimentellen und numerischen Validierung des angestrebten Temperiersystems umfassen.

Die verfahrenstechnischen Anforderungen an Extruder sind in erster Linie ein pulsationsfreier und anwendungsgerechter Massedurchsatz, eine hohe spezifische Durchsatzleistung, geringe prozessinduzierte Materialveränderungen, eine optimale Massetemperatur sowie eine hohe Verarbeitungsbandbreite bei gleichzeitig geringem Verschleiß [WK04]. Die prozesssichere Erreichung hoher Durchsätze, bei einer möglichst flexiblen Einsetzbarkeit, in einem durch kurze Produktzyklen und vielfältige Materialeigenschaften geprägten Produktionsumfeld, stellen eine große Herausforderung in der Auslegung von Extrusionsanlagen dar. Außerdem ergeben sich, durch die stetig zunehmende Wichtigkeit der Berücksichtigung der Energieeffizienz, die aus den wirtschaftlichen und politischen Rahmenbedingungen resultiert, neue Anforderungen für den Betrieb und die Optimierung von Extrusionsanlagen sowie deren zugehörige Nachfolgeprozesse und Peripherie. Die zuvor genannten Anforderungen an den Extrusionsprozess führen zu einem stetigen Bedarf an verfahrenstechnischen Prozessoptimierungen sowie aufkommenenden Sonderbauformen, was im weiteren Verlauf dieser Arbeit weiter vertieft wird.

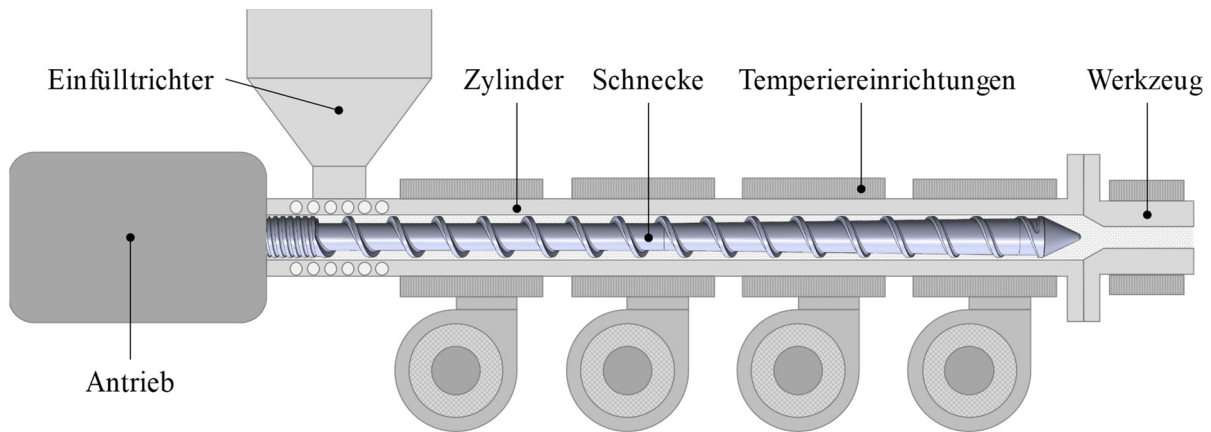
Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Extruderbauarten. Hierzu zählen neben dem Einschneckenextruder auch Doppelschneckenextruder in gleichläufiger und gegenläufiger Fahrweise sowie verschiedenartige Sonderbauformen. Die am weitesten verbreitete Bauart ist der Einschneckenextruder, welcher in erster Linie eingesetzt wird, um mit Hilfe eines formgebenden Werkzeuges Produkte mit zweidimensionalem Querschnitt herzustellen, welche kontinuierlich in die dritte Dimension extrudiert werden. Hierbei handelt es sich beispielsweise um Platten, Rohre, Schläuche, Folien oder Profile [Bon14]. Das Einsatzgebiet gleichläufiger Doppelschneckenextruder besteht in erster Linie in der Aufbereitung und Compoundierung von Kunststoffen, während gegenläufige Maschinen aufgrund der speziellen Werkstoffeigenschaften besonders in der Aufbereitung und Verarbeitung von Polyvinylchlorid (PVC) Verwendung finden [Joh04, Mic06]. Als Sonderbauformen von Extrudern sind Schneckenextruder mit mehr

als zwei Schnecken, wie beispielsweise Planetwalzenextruder sowie Systeme ohne Schnecken, wie zum Beispiel Disk- oder Ramextruder zu nennen [Rau14]. In den folgenden Ausführungen wird lediglich die Einschneckenextrusion im Detail weiter beleuchtet.

## 2.1 Einschneckenextrusion

Eine Extrusionsanlage dient zur kontinuierlichen Herstellung von Halbzeugen, wie beispielsweise Rohren, Folien oder Platten, aus Kunststoffen. Zu diesem Zweck wird in einem Extruder ein Rohstoff, der in der Regel granulat- oder pulverförmig vorliegt, aufgeschmolzen und durch ein formgebendes Werkzeug gefördert. Im Anschluss wird in unterschiedlichen Kalibrier- und Kühleinrichtungen die Produktdimension festgelegt und das extrudierte Halbzeug soweit abgekühlt, bis die nachfolgende Abzugseinrichtung die Produktqualität nicht negativ beeinflusst. Der Abzug unterstützt die Bewegung des Extrudates durch die Extrusionslinie und ermöglicht durch die Einstellung der Abzugsgeschwindigkeit eine axiale Verstreckung der Schmelze nach dem Extrusionswerkzeug. Im Anschluss an den Abzug erfolgt beispielsweise über Sägeeinrichtungen oder Wickler eine entsprechende Konfektionierung des Produktes. Die Werkzeuggeometrien zur Ausformung des Produktquerschnittes sowie sämtliche Nachfolgeeinrichtungen unterscheiden sich je nach den spezifischen Produktanforderungen und -geometrien teilweise erheblich und werden im Rahmen dieser Arbeit nicht detailliert thematisiert. Hier sei auf die einschlägige Fachliteratur wie beispielsweise [Bon14, HM15, Joh04, Lim13, Rau14, Vla01, WMG14] verwiesen.

Dem Extruder als Kernstück einer Extrusionsanlage kommt in dem zuvor dargestellten Verfahrensablauf die Aufgabe zu, aus einem zugeführten Rohstoff eine stofflich und thermisch homogene Schmelze bei ausreichender Temperatur und ausreichendem Druck zur Verfügung zu stellen und durch ein anschließendes Extrusionswerkzeug zu fördern. Die Hauptaufgaben hierbei sind das Fördern von Feststoff und Schmelze, das Plastifizieren des zugeführten Materials sowie das Homogenisieren der Schmelze, um eine möglichst homogene Temperatur und Stoffverteilung zu erzeugen. Je nach zu produzierendem Produkt und abhängig von den für die Verarbeitung vorgesehenen Materialien kommen hier unterschiedliche Detailausführungen der einzelnen Komponenten zum Einsatz. Die folgende Abbildung zeigt den grundlegenden Aufbau eines Einschneckenextruders.



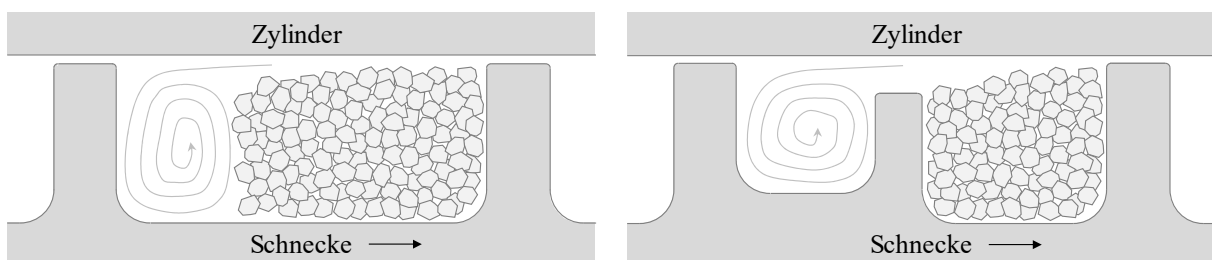
**Abbildung 2-1:** Grundlegender Aufbau eines Einschneckenextruders

Das Material wird dem Extruder über einen Einfülltrichter zur Verfügung gestellt, durch welchen es auf die Plastifizierschnecke rieselt. Die Schnecke befindet sich innerhalb eines Zylinders und bildet zusammen mit dem Zylinder und dem zusätzlich zum Einsatz kommenden Temperiersystem die Plastifiziereinheit. Ein Antrieb, welcher in der Regel aus einem Elektromotor und gegebenenfalls einem Getriebe besteht, versetzt die Schnecke in Rotation und führt somit zu einem Einziehen des Materials, das in Extrusionsrichtung gefördert wird. Durch die zum Einsatz kommende Schneckengeometrie wird das Material auf dem Weg durch den Extruder zunächst kompaktiert, dann aufgeschmolzen und im Anschluss homogenisiert. Des Weiteren wird ein Druck aufgebaut, der es ermöglicht, die Schmelze durch das auf den Zylinder folgende Extrusionswerkzeug zu pressen, welches den erwünschten Produktquerschnitt ausformt. Die unterschiedlichen Prozessparameter, wie beispielsweise die Schneckendrehzahl, Drücke oder Zylinder- sowie Massetemperaturen, werden zentral über eine Steuerung erfasst und lassen sich über die zur Verfügung stehenden Steuer- und Regeleinrichtungen gezielt zu einer Beeinflussung des Prozesses heranziehen.

Die im Extrusionsprozess zum Einsatz kommenden Plastifizierschnecken werden entsprechend des Einsatzzweckes und der zu verarbeitenden Materialien individuell ausgelegt und verfügen über unterschiedliche Geometriezonen, welche grundsätzlich den aufeinanderfolgenden Prozessschritten entsprechen. Anhand einer konventionellen Drei-Zonen-Schnecke wird der Plastifizierprozess im Folgenden beschrieben. Das dargestellte Aufschmelzmodell basiert grundsätzlich auf den Beobachtungen von Maddock [Mad59], welche von Tadmor et al. weiter vertieft und um ein theoretisches Modell erweitert wurden [Tad66, TDK67].

In der Einzugszone rieselt das Material zunächst in den sogenannten Schneckengang zwischen den Stegen. Durch den Umstand, dass die Schnecke rotiert während die Zylinderwand stillsteht, entstehen auf das Material wirkende Reibungskräfte im Bereich der Zylinder- sowie der Schneckenoberfläche. Diese Reibungskräfte sind zunächst für den Transport des Materials im festen Zustand verantwortlich [Rau14]. Während das Material sich in Extrusionsrichtung bewegt, erwärmt es sich aufgrund der zuvor genannten Reibwärme und nimmt gleichzeitig Wärme über

die beheizte Zylinderwand auf. Gleichzeitig nimmt die Gangtiefe in der Kompressionszone kontinuierlich ab. Sobald die Schmelztemperatur erreicht wird, beginnt das Material lokal aufzuschmelzen. Dies geschieht zunächst im Bereich der heißen Zylinderwand. Durch die Rotation der Schneckenstege wird der entstehende Schmelzefilm von der aktiven Stegflanke abgeschabt und es bildet sich ein Schmelzepool vor der aktiven Flanke (Abbildung 2-2, links). Ein geringer Anteil der Schmelze strömt über den aufgrund des Schneckenspiels vorhandenen Spalt zwischen Schneckensteg und Zylinder in den vorherigen Schneckengang zurück. Durch die Relativbewegung zwischen der Zylinderwand und dem im Schneckengang befindlichen Material wird der Schmelzefilm stark geschert, was zu einer entsprechenden Schererwärmung der hochviskosen Schmelze führt. Der verbleibende Feststoff wird im weiteren Verlauf durch die eingeleitete Wärme an der Grenze zwischen Schmelzefilm und Feststoffbett nach und nach aufgeschmolzen. Außerdem tritt je nach Betriebspunkt ein von der temperierten Zylinderwand ausgehender zusätzlicher Wärmestrom durch den Schmelzefilm auf, der abhängig von der Schneckendrehzahl und der Zylindertemperatur in Richtung des Zylinders oder in Richtung des Schmelzefilms gerichtet sein kann. Im Verlauf der Kompressionszone nimmt der Feststoffanteil kontinuierlich ab, während der Schmelzepool anwächst. In der nachfolgenden Meteringzone wird das Material weiter geschert und eine Homogenisierung der Schmelze findet statt. Hier werden eventuell nach dem Aufbrechen des Feststoffbettes in der Schmelze verbliebenen Feststoffpartikel aufgeschmolzen und bei konventionellen Maschinen wird in diesem Bereich außerdem der Schmelzedruck aufgebaut.



**Abbildung 2-2:** Aufschmelzmechanismus einer konventionelle Schnecke (links) sowie einer Barrierschnecke (rechts)

Im Bereich der Hochleistungsmaschinen hat sich zunehmend der Einsatz von Barrierschnecken verbreitet. Dieses Schneckenkonzept bietet im Vergleich zu konventionellen Drei-Zonen-Schnecken verschiedene Vorteile im Hinblick auf die Durchsatzleistung, die Verarbeitungsbreite, die Kontrolle der Schmelztemperatur sowie die Schmelzehomogenität [Mic01]. Barrierschnecken zeichnen sich durch eine Trennung der Schmelze und des Feststoffes innerhalb der Barrierezone aus. Zu diesem Zweck verfügt die Schnecke nach der Einzugszone über einen zusätzlichen Barrieresteg, was zu einer zweigängigen Geometrie mit einem Schmelzefilmkanal und einem separaten Feststoffkanal führt. Abbildung 2-2 zeigt schematisch einen Vergleich zwischen den beiden Schneckenkonzepten. Der Schmelzefilmkanal liegt vor der aktiven Flanke und ist über den Barrieresteg vom Schmelzefilm getrennt. Durch den im Gegensatz zum Hauptsteg



vergleichsweise großen Spalt zwischen Barrieresteg und Zylinderwand strömt das bereits aufgeschmolzene Material über den Steg in den Schmelzekanal, während der Feststoff vor dem Barrieresteg verbleibt. Der Schmelze- sowie der Feststoffkanal können unabhängig voneinander in ihrer Breite und Tiefe variiert werden. Eine stetige Vergrößerung der Gangtiefe im Schmelzekanal führt somit zu einer vergleichsweise geringen Dissipation innerhalb der Schmelze und damit zu einer verringerten Temperaturentwicklung [Chu11], während der Feststoffkanal in seiner Tiefe abnimmt, um eine hohe Plastifizierleistung aufrecht zu erhalten.

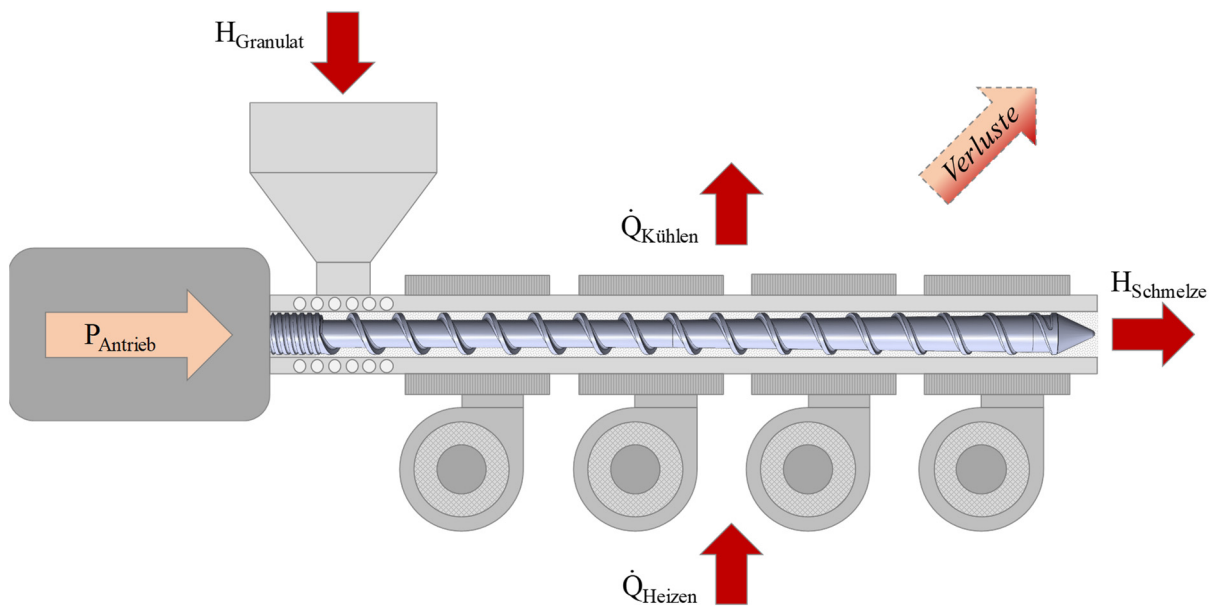
Kombiniert werden Barrierschnecken häufig mit genuteten Einzugszonen. Der sogenannte Nutbuchsenextruder verfügt in der Einzugszone über axiale oder wendelförmige Nuten in der Zylinderwand, welche in unterschiedlichen Querschnittsformen ausgeführt sein können und konisch auslaufen. Diese Nuten führen im Vergleich zu konventionellen Glattrohreextrudern zu einer Erhöhung der Zylinderreibung durch ein Verkrallen des Kunststoffes innerhalb der Nuten [WK04]. Ein Umlaufen des Granulates mit der Schnecke wird somit effektiv verhindert, was für eine Zwangsförderung des Granulates entlang der Nuten sorgt. Der Durchsatz von Nutbuchsenextrudern wird somit in der Einzugszone bestimmt, was dazu führt, dass der Extruder unabhängig vom Gegendruck arbeitet. Der Nutbuchsenextruder wird aufgrund der höheren und konstanteren Durchsätze daher auch als fördersteifer Extruder bezeichnet [Mic05]. Um die Zwangsförderung des Materials und damit den gleichmäßigen spezifischen Durchsatz sicherzustellen, ist es erforderlich, dass sich kein Schmelzefilm in der Einzugszone entwickelt, was in der Regel eine aktive Kühlung der Nutbuchse und eine Wärmetrennung zum beheizten Zylinder erforderlich macht.

### 2.1.1 Energetische Betrachtung des Extrusionsprozesses

Während der Extrusion wird dem zu verarbeiteten Material Energie zugeführt, um das Granulat aus dem festen in den schmelzeförmigen Zustand zu überführen und die Schmelze mit einem erzeugten Druck durch ein formgebendes Werkzeug zu fördern. Der hierzu erforderliche Druck beträgt abhängig von der Viskosität der Schmelze und dem Strömungswiderstand des eingesetzten Werkzeuges in der Regel zwischen 50 und 500 bar [Sch13]. Die üblichen Verarbeitungstemperaturen liegen für teilkristalline Thermoplaste bei etwa 50 °C über der Schmelztemperatur sowie bei amorphen Thermoplasten bei circa 100 °C über der Glasübergangstemperatur [Rau08a]. Hierbei sind jedoch stets material- und prozessspezifische Gegebenheiten zu beachten. Während eine hohe Schmelztemperatur üblicherweise zu einer Verringerung der Viskosität der Schmelze und somit zu einem geringeren Strömungswiderstand innerhalb des Systems führt, können geringe Schmelztemperaturen einer thermischen Schädigung des Materials entgegenwirken und den erforderlichen Aufwand zur Kühlung des extrudierten Produktes reduzieren.

Die erforderliche Energie zur Erreichung der angestrebten Schmelzeigenschaften muss innerhalb des Extrusionsprozesses zur Verfügung gestellt werden. Elektrischer Strom ist hier der

Hauptenergieträger. Im Jahr 2000 wurden in Deutschland 61 % des Energiebedarfs der kunststoffverarbeitenden Branche durch elektrischen Strom gedeckt [TMH02]. Der Großteil der benötigten Energie wird durch die Dissipation der Antriebsleistung der Schnecke in den Prozess eingebracht [BSG09]. Hierbei kommt es zu innerer Reibung im Material sowie zu Reibung zwischen dem Material und der Zylinderwand beziehungsweise der Schnecke. Des Weiteren wird die entstehenden Schmelze durch die Schneckenrotation geschert, was zu einer von der Schergeschwindigkeit und der Schmelzeviskosität abhängigen Schererwärmung des Materials führt. Zusätzlich kann dem Prozess über externe Temperiereinrichtungen Energie zugeführt werden. Bei einem im Hinblick auf die Energieeffizienz optimal ausgelegten und verlustfreien Prozess würde diese minimal zuzuführende Energiemenge exakt der Enthalpiedifferenz zwischen dem zugeführten Granulat und der Enthalpie der Schmelze bei angestrebter Schmelztemperatur und erforderlichem Schmelzedruck entsprechen. Ein realer Verarbeitungsprozess ist jedoch grundsätzlich auch verlustbehaftet. Hier sind mechanische und elektrische Verluste in Motoren und Getrieben, durch freie heiße Oberflächen hervorgerufene Konvektionsverluste und Verluste durch Wärmestrahlung sowie Verluste durch erzwungene Kühlung zu nennen.



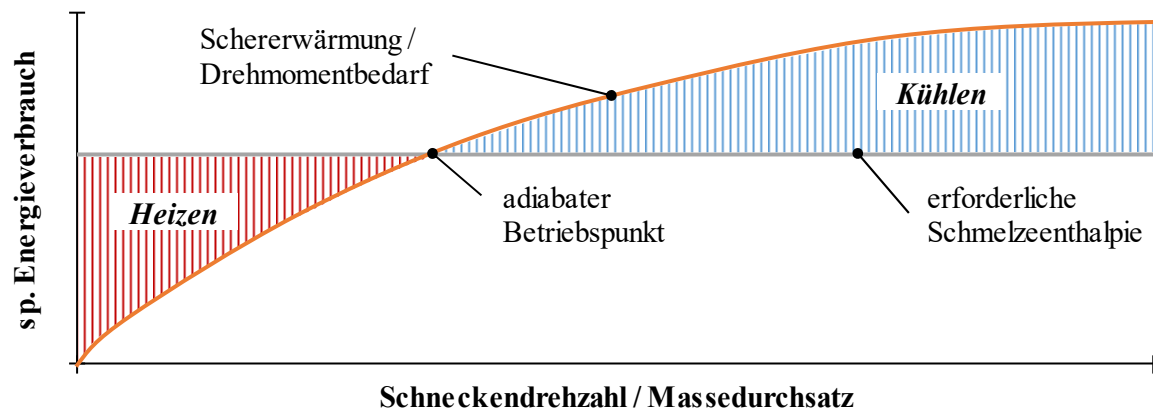
**Abbildung 2-3:** Vereinfachte Energiebilanz eines Extrusionsprozesses

Mit Hinblick auf das Ziel eine besonders ökonomische Produktion zu ermöglichen, wird neben der Steigerung der Anlagendurchsätze auch ein möglichst energie- und rohstoffeffizienter Betrieb von Anlagen aufgrund steigender Energiekosten und strengerer politischer Vorgaben zunehmend wichtiger. Eine optimale Auslegung der Plastifiziereinheit, welche die Extrusion möglichst verlustfrei und vollständig durch Dissipation von über den Antrieb eingebrachter Energie ermöglicht, ist immer von den jeweiligen Prozessparametern und den zu verarbeitenden Materialien abhängig. Ein besonderes Ziel ist es jedoch, in modernen Produktionsbetrieben eine weitestgehend flexible Produktionsumgebung zu schaffen, welche eine möglichst große Bandbreite von Produkten und unterschiedlichen verarbeitbaren Materialien bei gleichzeitig

hohen Durchsatzleistungen zulässt. Aufgrund dieser vielseitigen Anwendung von Maschinen bei unterschiedlichen Prozessbedingungen ist eine Auslegung auf einen klar definierten konstanten Betriebspunkt nahezu unmöglich beziehungsweise nicht zielführend.

Aufgrund der zuvor genannten Gründe sowie durch die Notwendigkeit zum Anfahren der Anlage bei nicht rotierender Schnecke auf Betriebstemperatur vorzuheizen, kommen an Extrudern in der Regel zusätzliche Heiz- sowie Kühlelemente entlang der Verfahreseinheit zum Einsatz. Diese Elemente werden in einzelnen Zonen gruppiert, um eine gezielte Temperierung des Zylinders nach einem vorgegebenen Temperaturprofil zu ermöglichen. Im Bereich der Einzugszone ist bei Extrudern mit genutetem Einzug in der Regel lediglich eine Kühlung vorgesehen, um ein Aufschmelzen des Materials in der Nutbuchse zu verhindern und somit die effektive Feststoffförderung sicherzustellen. Im weiteren Zylinderverlauf kann mit Hilfe der verbauten Heiz- und Kühlelemente durch zusätzliches Beheizen der Plastifizierprozess unterstützt werden oder gegebenenfalls durch aktive Kühlung überschüssige Prozesswärme über den Zylinder abgeführt werden. In der Regel herrscht in der ersten Zylinderhälfte lediglich Heizbedarf, während in den Zonen der zweiten Zylinderhälfte Heiz- und Kühlmöglichkeiten geschaffen werden [Sch13]. Im letzten Drittel der Plastifiziereinheit kann über eine Beheizung des Zylinders kaum mehr Einfluss auf die Aufschmelzrate genommen werden. Dies ist darin begründet, dass nach dem Aufbrechen des Feststoffbettes das Aufschmelzen des verbleibenden Feststoffes nicht mehr im stark gescherten Schmelzefilm direkt an der Zylinderwand, sondern lediglich durch konduktive Vorgänge im gesamten Schneckengang stattfindet [Chul1].

Besonderen Einfluss auf den spezifischen Energieverbrauch des Prozesses nimmt die Schneckendrehzahl. Mit steigender Drehzahl nimmt die Schererwärmung innerhalb des Schmelzefilms zwischen Feststoffbett und Zylinderwand stark zu. Dies hat zur Folge, dass bei geringen Drehzahlen zunächst eine Beheizung des Systems erforderlich ist, mit steigenden Drehzahlen jedoch unter Umständen die gewünschte Schmelztemperatur überschritten wird und ein Kühlbedarf entsteht, um einer Überhitzung des Materials entgegenzuwirken. Abbildung 2-4 stellt den Zusammenhang zwischen dem spezifischen Energieverbrauch und der Schneckendrehzahl nach [Rau08a, WMN99] dar. Bei Nutbuchsensextrudern verläuft der Massedurchsatz proportional zur Schneckendrehzahl. Außerdem kann die Schererwärmung qualitativ dem Drehmomentverlauf gleichgesetzt werden, da die eingebrachte mechanische Antriebsleistung vollständig dissipiert wird. Die für ein Erreichen der Schmelzenthalpie bei geforderter Massetemperatur erforderliche Energie muss dem Prozess immer zugeführt werden. Der Anteil der Antriebsenergie am Gesamtenergieeintrag nimmt mit steigender Drehzahl stetig zu. Übersteigt die Drehzahl den adiabaten Betriebspunkt indem dies ausschließlich durch Dissipation erfolgt, wird zusätzliche Antriebsenergie eingebracht, die dem Prozess im Anschluss durch Kühlung wieder entzogen werden muss.



**Abbildung 2-4:** Spezifischer Energieverbrauch über der Schneckendrehzahl

Eine Kühlung ist also besonders bei hohen Schneckendrehzahlen und der damit ansteigenden Schererwärmung erforderlich, um die Massetemperatur innerhalb der materialspezifischen Verarbeitungstemperaturen zu halten. Während ein zusätzliches Beheizen des Zylinders zum globalen Leistungsbedarf des Prozesses beiträgt, da hierdurch in der Regel die Leistungsaufnahme des Antriebes reduziert wird, führt ein Kühlen innerhalb dieses Bereiches unweigerlich zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades. Durch die Kühlung wird dem Prozess Wärme entzogen, die zuvor durch die externen Heizsysteme oder die Dissipation von mechanischer Antriebsleistung zugeführt wurde. Diese Energie ist somit nicht in der Enthalpie der den Extruder verlassenden Schmelze enthalten. Des Weiteren führt eine Kühlung im Bereich der Zylinderwand zu einem Anstieg der Schmelzeviskosität und damit zu einem Anstieg der Dissipation und des erforderlichen Drehmomentes [Chu11]. Aus rein energetischer Sicht wäre es daher sinnvoll den Extruder nur bis zu einer gewissen Grenzdrehzahl zu betreiben. Aufgrund der Forderung nach möglichst hohen maschinenbezogenen Durchsätzen werden jedoch in der Regel hohe Drehzahlen angestrebt. Daher ist eine Kühlung in der Regel erforderlich, um hohe Massedurchsätze bei moderaten Schmelzetemperaturen zu ermöglichen. Aus ökonomischer Sicht rechtfertigt hier letztendlich der durch Kühlung gesteigerte maximale Durchsatz den erhöhten spezifischen Energiebedarf.

Bei Extrudern mit genuteten Einzugszonen ist im Einzugsbereich in der Regel eine Kühlung zur Vermeidung der Bildung eines Schmelzefilms vorgesehen. Diese Kühlung kann mittels Luft oder häufiger Wasser oder Öl erfolgen. Je nach verarbeitetem Material empfehlen sich unterschiedliche Temperatureinstellungen, da sich eine unnötig hohe Wärmeabfuhr in der Einzugszone negativ auf die Energiebilanz des Prozesses auswirkt. Vergleichsweise hohe Nutbuchsentemperaturen, die noch eine effektive Feststoffförderung sicherstellen, können sich besonders bei Materialien mit hoher Erweichungstemperatur über einen gewissen Vorwärmeffekt auch positiv auf den Prozess auswirken [WM97].

Ein aus energetischer Sicht optimal betriebener Extrusionsprozess wird mitunter auch durch ein möglichst adiabates Prozessverhalten beschrieben [Fra10, McK54]. In diesem Fall wird der gesamte Energiebedarf durch die Dissipation von mechanischer Energie aufgewendet und ebenfalls keine kritische lokale Überhitzung der Schmelze durch zu starke Dissipation erfolgen. Dieses Verhalten würde ein zusätzliches Beheizen oder Kühlen über den Plastifizierzylinder oder die Schnecke überflüssig machen. In Abbildung 2-4 entspräche bei adiabatem Betrieb die Kurve der Schererwärmung und des Drehmomentbedarfes qualitativ auch dem Verlauf der Schmelzetemperatur. Bei geringen Drehzahlen und zum Anfahren der Anlage ist ein Beheizen aufgrund des unzureichenden Energieeintrages durch Dissipation erforderlich. Bei steigender Drehzahl und Erreichen des adiabaten Betriebspunktes ist ein adiabater Betrieb problemlos möglich, da hier die dissipierte Antriebsleistung exakt dem erforderlichen Leistungsbedarf zum Erreichen der gewünschten Schmelzetemperatur entspricht. Eine weitere Erhöhung der Drehzahl führt zu einem weiteren degressiven Anstieg der dissipierten Antriebsenergie. Selbst bei sehr hohen Drehzahlen im Bereich der High-Speed Extrusion kann jedoch teilweise auf eine externe Kühlung des Systems verzichtet werden ohne negativen Einfluss auf die Schmelzequalität oder -temperatur zu erhalten [Sti16]. Dies kann unter Umständen damit begründet werden, dass der starke Anstieg der Zylindertemperatur bei einem vollständigen Verzicht auf Kühlung, durch eine Absenkung der Viskosität des wandnahen Schmelzefilms, eine Verringerung der Dissipation in diesem Bereich bewirkt. Durch eine ausreichende Länge der Plastifiziereinheit und die dadurch erhöhte Verweilzeit des Materials im System, kann die damit verbundene Verringerung der Aufschmelzkapazität kompensiert werden.

Auf die Beherrschung der Massetemperatur muss bei der Extrusion ein besonderes Augenmerk gelegt werden. Zum einen wird durch sehr hohe Temperaturbelastungen der Schmelze in der Regel ein thermischer Abbau des verarbeiteten Kunststoffes begünstigt. Eine Beschreibung der auftretenden Abbaumechanismen sowie chemische Grundlagen für unterschiedliche Polymeren finden sich beispielsweise in [CS13, Kai11, MH+11, Pon00]. Zum anderen resultiert eine unerwünscht hohe Massetemperatur zwangsläufig immer auch aus einem zu hohen Energieeintrag in den Extrusionsprozess, was auf eine geringe Effizienz des Prozesses hindeutet. Auch wenn unter Umständen bei sehr hohen Massetemperaturen Produkte mit ausreichender Qualität erzeugt werden können, führt eine hohe Temperatur des Extrudates nach dem Extrusionswerkzeug des Weiteren zu einem Anstieg des erforderlichen Kühlaufwandes. Die eingebrachte überschüssige Energie muss dem Produkt wieder entzogen werden, was zu einem erhöhten Energieaufwand für die Rückkühlung des Kühlmediums führt oder gar darin resultiert, dass die Extrusionslinie einer längeren Kühlstrecke oder einer geringeren Liniengeschwindigkeit bedarf. Eine zu hohe Schmelzetemperatur nimmt daher in jedem Fall negativen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit des Prozesses und führt gegebenenfalls auch zu einer Verringerung der Produktqualität.

Eine Abnahme des spezifischen Durchsatzes führt in der Regel zu einer Erhöhung der Massetemperatur [WK04]. Bei gleichbleibender Schererwärmung wird ein geringerer Massestrom

durch das System gefördert, was zu einem erhöhten Anstieg der Temperatur führt. Besonderen Einfluss auf die Beherrschung der Massetemperatur hat daher die Fördercharakteristik. Der Verlauf des spezifischen Durchsatzes bei veränderter Drehzahl sowie Durchsatzunterschiede bei unterschiedlichen Materialien sind hier entscheidend. Eine Verringerung der effektiven Schüttdichte des Materials sowie erhöhte Reibwerte zwischen Granulat und sich erwärmender Schnecke führen bei hohen Drehzahlen, auch ohne Bildung eines Schmelzefilms in der Nutbuchse, zu einer Verringerung des spezifischen Durchsatzes [Mic05, WM97].

Des Weiteren wird die Massetemperatur auch erheblich durch die Fließeigenschaften des verarbeiteten Kunststoffes beeinflusst. Die Viskositätsfunktionen, welche die Abhängigkeit der Viskosität von der Schergeschwindigkeit und der Temperatur abbilden, nehmen direkten Einfluss auf die dissipative Erwärmung der Schmelze bei unterschiedlichen Drehzahlen. Die hier zugrundeliegenden Zusammenhänge werden in Kapitel 2.2.1 detailliert dargestellt. Materialien mit gering ausgeprägter Strukturviskosität, also geringer Viskositätsabnahme mit steigender Schergeschwindigkeit, zeigen daher einen sehr viel größeren Anstieg der dissipativen Erwärmung bei steigenden Schneckendrehzahlen als Materialien mit stärker ausgeprägtem strukturviskosem Verhalten. Die grundsätzliche materialspezifische Höhe des Viskositätsniveaus beeinflusst außerdem über den gesamten Schergeschwindigkeitsbereich die Schererwärmung innerhalb der Schmelze. Der bedeutende Einfluss unterschiedlicher rheologischer Eigenschaften auf den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses sowie die Beeinflussung durch unterschiedliche Schneckengeometrien und Prozessparameter wird in [VK+14] untersucht und nachgewiesen.

Bei gegebener Schneckengeometrie und vorgegebenen Materialeigenschaften lässt sich somit nur über die Schneckendrehzahl und externe Temperiereinrichtungen Einfluss auf die Massetemperatur im Prozess nehmen. Die Möglichkeiten der Einflussnahme auf die Massetemperatur über die Zylindertemperierung sind bei geringen Durchsätzen jedoch deutlich größer als bei hohen Durchsätzen. Dies ist in der Verringerung der Verweilzeit des Materials im System bei hohen Drehzahlen und dem begrenzten Wärmeübergang zwischen Zylinderwand und Schmelze begründet. Die Auslegung der Plastifiziereinheit ist somit essentiell für eine effektive und materialschonende Verarbeitung. Das Ziel einer möglichst betriebspunktunabhängigen und für ein breites Materialspektrum geeigneten Auslegung schränkt hier jedoch die Möglichkeiten ein und führt zu Kompromisslösungen, welche nichtsdestotrotz eine sinnvolle Berücksichtigung der Temperaturführung des Prozesses erfordern.

Grundsätzlich ist der spezifische Energieverbrauch des Extrusionsprozesses in einer gegebenen Anlage abhängig von den Eigenschaften des verarbeiteten Kunststoffes, der Temperatur des dem Prozess zugeführten Materials, der Schneckendrehzahl beziehungsweise dem Durchsatz, dem Gegendruck sowie den definierbaren Einstellungen der Temperaturführung im Bereich der einzelnen Zylinderzonen. Durch die zu definierenden Temperaturprofile kann entlang des Extrusionsprozesses Einfluss auf die sich einstellenden Prozessgrößen genommen werden und

somit die Leistungsfähigkeit im Hinblick auf Durchsatzleistung und Schmelzequalität, als auch die Effizienz des Prozesses beeinflusst werden [AM+14a, SM+08, VK+13].

## 2.1.2 Externe Temperiereinrichtungen

Wie im vorangegangenen Kapitel erläutert, ist es in der Regel erforderlich, entlang der Plastifiziereinheit eine kontrollierbare Temperierung des Prozesses bereitzustellen, um einen wirtschaftlichen und gleichzeitig flexiblen Extrusionsprozess zu ermöglichen. Zu diesem Zweck stehen je nach Anwendungsgebiet eine Vielzahl unterschiedlicher Methoden zur Verfügung. Diese unterscheiden sich in der Art und Weise der Wärmeübertragung und können je nach Prozessanforderung an unterschiedlichen Stellen im Prozess Anwendung finden. In der Praxis verbreitet ist die Temperierung entlang des Plastifizierzylinders, im Bereich einer genutzten Einzugszone sowie innerhalb der Schnecke. Die im Bereich der Nutbuchse zum Einsatz kommenden Temperiereinrichtungen werden in der Regel in einem deutlich niedrigeren Temperaturbereich eingesetzt. Sie ähneln im Grundsatz jedoch den Systemen zur Zylindertemperierung und werden daher nicht separat behandelt. Auch die Temperierung von Extrusionswerkzeugen sowie die nachfolgende Kühlstrecke zur Abkühlung des extrudierten Produktes sind nicht Bestandteil dieses Kapitels.

### 2.1.2.1 Zylindertemperierung

In der Praxis kommen bei der Extrusion von Thermoplasten auf Einschneckenextrudern in der Regel Temperiersysteme zum Einsatz, welche entlang des Zylinders in Gruppen angeordnet sind. Diese ermöglichen es, den Zylinder in mehreren Zonen separat zu beheizen oder zu kühlen und so ein voreingestelltes Temperaturprofil entlang der Verfahreseinheit zu definieren.

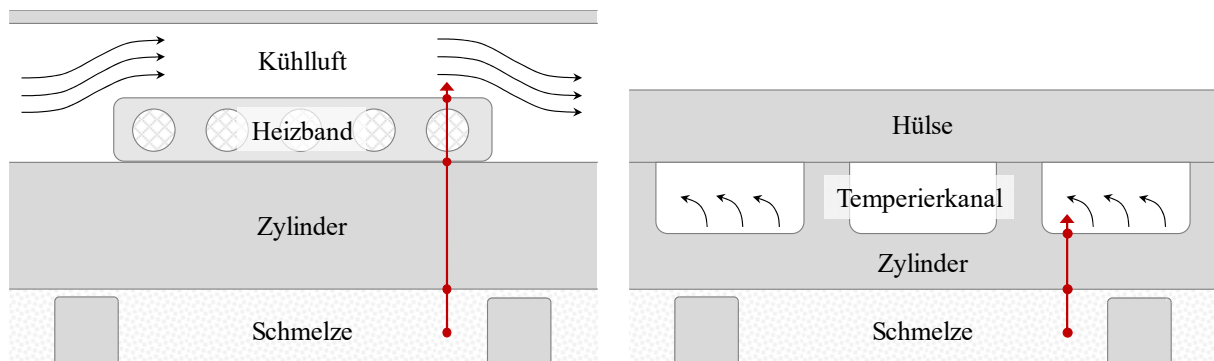
Die am häufigsten eingesetzte Lösung zur äußerlichen Beheizung von Extrusionszylindern sind elektrische Widerstandsheizungen, die als Heiz-/ Kühlkombinationen bei Kühlbedarf auch in der Lage sind, mit angebrachten Gebläsen mittels erzwungener Konvektion über einen Luftstrom Wärme von der Zylinderoberfläche abzuführen. Zur Erzeugung von Wärme werden Heizleiter eingesetzt, die zur elektrischen Isolation häufig in Glimmer- oder Keramikkörper eingebettet werden. Durch Anlegen einer Spannung werden die Leiter mit einem von ihrem Widerstand abhängigen Strom durchflossen und erwärmen sich.

$$\dot{Q}_{\text{heiz}} = I^2 \cdot R = U \cdot I = \frac{U^2}{R} = P_{\text{el}} \quad \text{Gl. 2-1}$$

Der Wirkungsgrad von Heizwiderständen beträgt nach der vorangegangenen Gleichung prinzipiell 100 %. Das heißt die gesamte eingebrachte elektrische Leistung wird in Wärme umgesetzt. Die von den Heizleitern erzeugte Wärme muss jedoch auch entsprechend auf den Prozess übertragen werden. Die konstruktive Ausführung sowie die verwendeten Materialien haben daher großen Einfluss darauf, wie sich das tatsächliche Prozessverhalten der eingesetzten Systeme einstellt [Sti11].

Üblicherweise werden die Heizwiderstände in Form von Heizbändern in Glimmer oder Keramik eingebettet. Glimmerheizbänder verfügen in der Regel über flexible Stahlmüllungen und zeichnen sich durch ihre Kompaktheit und geringe Kosten aus. Keramikheizbänder, welche aus mehreren Keramikelementen bestehen, die spiralförmig durch die Widerstandsheizdrähte verbunden sind, ermöglichen jedoch höhere Wärmestromdichten und bieten eine deutlich höhere mechanische Belastbarkeit im Vergleich zu Glimmerheizbändern [Rau14]. Es existieren des Weiteren auch Gussheizkörper, bei denen die Heizelemente in Aluminium- oder Messinghalbschalen eingegossen werden, die die Wärmeleitung an die Zylinderoberfläche sicherstellen. In der Regel werden die genannten Elemente an der Außenoberfläche des Zylinders befestigt. Um einen optimalen Kontakt zwischen Heizband und Zylinder sicherzustellen, werden häufig Federspannelementen eingesetzt, die auch bei unterschiedlicher Wärmeausdehnung von Heizband und Zylinder eine formschlüssige Verbindung über weite Temperaturbereiche erlauben.

Die Kühlung erfolgt bei elektrischen Heiz-/ Kühlkombinationen durch einen gezielten Kühlluftstrom, der in der Regel durch ein Niederdruckgebläse auf die zu kühlende Oberfläche geleitet wird. Hierzu wird ein Gehäuse verwendet, um eine vollständige Umströmung des Zylinders sicherzustellen. Die Kühlleistung solcher auf Luft basierender Systeme ist ohne eine gezielte Optimierung relativ gering. Die geringe zur Verfügung stehende Oberfläche sowie eine vergleichsweise geringe Wärmeleitfähigkeit der Heizbänder schränken den Wärmeübergang an die Kühlluft ein. Abbildung 2-5 stellt im linken Bildabschnitt die von der Schmelze ausgehende Wärmeübertragung zum Temperiermedium bei Luftkühlung dar. Hierzu sind eine Vielzahl von Wärmedurchgangs- und Wärmeübergangswiderständen zu überwinden.



**Abbildung 2-5:** Wärmeübertragung zwischen Extrusionsprozess und Temperiersystem -  
konventionelles Widerstandsheizband mit Luftkühlung (links),  
Flüssigkeitstemperierung mit in den Zylinder integrierten Temperierkanälen  
(rechts)

Zunächst findet der Wärmeübergang von der Schmelze auf den Zylinder statt. Aufgrund des durch die Schneckenrotation stetig abgeschabten Schmelzefilms, liegt hier ein relativ hoher Wärmeübergangskoeffizient vor, was durch ein möglichst geringes Schneckenspiel weiter begünstigt wird [Chu11]. Die anschließende Wärmeleitung durch die Zylinderwand wird maß-



geblich durch die Wärmeleitfähigkeit des Zylinderwerkstoffes sowie dessen Wanddicke bestimmt. Im Fall einer konventionellen elektrischen Heiz-/ Kühlkombination wird die Wärme an der Kontaktfläche zwischen Zylinder und Heizband nun auf das die Heizleiter umgebende Material übertragen. Durch eine geeignete Verspannung und Geometrie der Heizbänder ist der Kontaktwiderstand hier gering zu halten. Ein unzureichender Kontakt kann neben einer Verringerung der Wärmeübertragung auch zu lokaler Überhitzung der Heizbänder bis zu deren Zerstörung führen [Rau14]. Durch Wärmeleitung wird die Wärme an die Oberfläche des Heizbandes weitergeführt und im Anschluss durch erzwungene oder freie Konvektion an die Kühlluft übertragen.

Eine Reihe von Entwicklungen hat zu einer stetigen Optimierung der Systeme im Bereich der Kühlleistung und zur Begrenzung der Verluste im Falle einer notwendigen Beheizung geführt. Besonders eine Vergrößerung der wirksamen wärmeübertragenden Oberfläche durch thermisch leitfähige Elemente wie Aluminium- oder Kupferbügel sowie Keramikrippensteine, die die elektrische Isolation der Heizleiter und die Oberflächenvergrößerung verbinden [KM02, Mic05], können die Kühlleistung stark erhöhen. Gleichzeitig lässt sich über die Minimierung der Verluste in Phasen mit Heizbedarf im Bereich des Zylinders, welche in der Regel auf Wärmestrahlung und freier Konvektion beruhen, ein geringerer notwendiger Energieeintrag in das System realisieren. Hierzu werden zum einen Gehäuseisolationen angebracht, um die Wärmestrahlung an die Umgebung zu verringern. Zum anderen kommen Konventionsklappen zum Einsatz, die in Phasen ohne erzwungenen Kühlluftstrom das Gehäuse verschließen und somit eine freie Konvektion unterbinden [Sch08a, Sch08b].

In der Regel wird der Zylinder bei Luftkühlung nur von der Seite angeströmt, an der der Lüfter montiert ist. Je nach Luftführung kann sich hier ein ungleichmäßiges Temperaturprofil über dem Umfang und in axialer Richtung der Zylinderwand ergeben. Durch die unterschiedliche Wärmeausdehnung kann dies zu einer Krümmung des Zylinders und damit zu einem verstärkten Auftreten von Verschleißeffekten an Zylinder- und Schneckenoberflächen führen [KM02, Sti16]. Zur Abschwächung dieses Effektes kommen verschiedene Konzepte zum Einsatz, welche eine optimierte Luftführung zum Ziel haben. Hierzu werden beispielsweise einfache Leitbleche eingesetzt, die die radiale Luftströmung zunächst gleichmäßig über die gesamte Zonenlänge verteilen oder zunächst eine Umfangsverteilung sicherstellen, um im Anschluss den Zylinder in axialer Richtung zu umströmen.

Eine weitere Möglichkeit der elektrischen Beheizung von Zylindern bietet die Ausnutzung elektrisch induzierter Wirbelströme innerhalb der Zylinderwand. Hierzu wird eine Spule um den Zylinder gelegt, die von einem Wechselstrom durchflossen wird, wodurch ein magnetisches Wechselfeld erzeugt wird. Dieses Wechselfeld induziert Wirbelströme innerhalb der Stahlwand des Plastifizierzylinders, welche zu einer direkten Erwärmung des Zylinders führen. Vorteile einer induktiven Zylinderheizung sind geringe Temperaturgradienten innerhalb der Zylinderwand, da die Wärme gleichmäßig innerhalb der Wand erzeugt wird. Dies führt außerdem zu einer geringen Trägheit in Bezug auf Änderungen der eingebrachten Heizleistung. Des

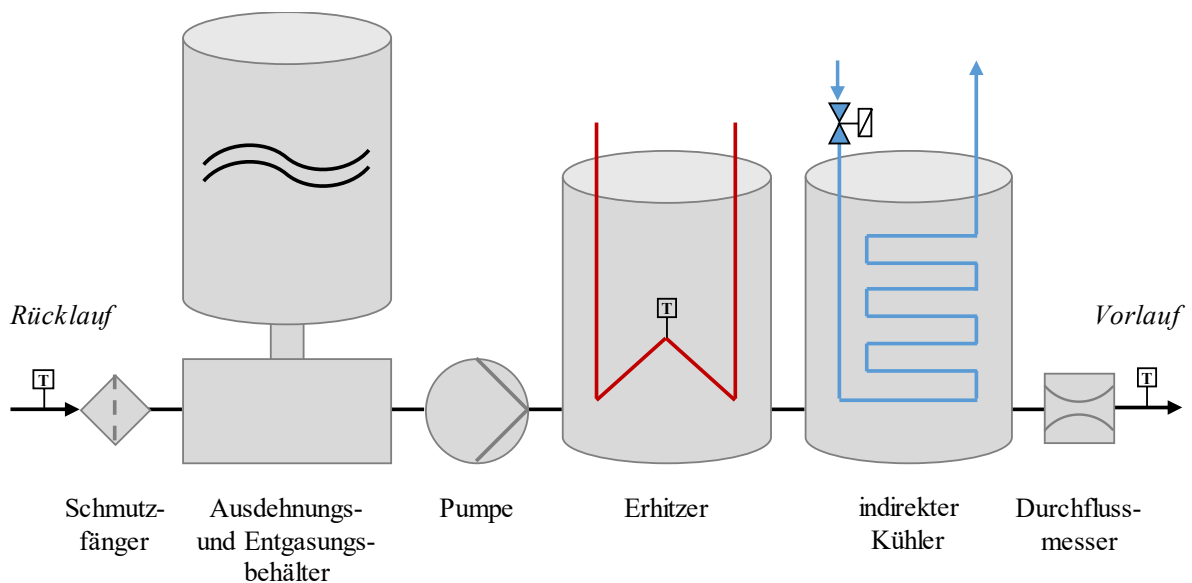
Weiteren steht die gesamte Zylinderoberfläche für zusätzliche Kühlsysteme zur Verfügung. In der Praxis konnten sich induktive Systeme aufgrund ihrer hohen Kosten und einer geringen Akzeptanz und Verfügbarkeit am Markt allerdings nie durchsetzen [Sch15].

Alternativ zu elektrischen Temperiersystemen kommen in vielen unterschiedlichen technischen Anwendungen auch Systeme zum Einsatz, welche auf Flüssigkeiten als Temperiermedium zurückgreifen. Häufig eingesetzte Medien sind hierbei Wasser oder Wasserdampf sowie Wärmeträgeröle. Die Auswahl eines geeigneten Temperiermediums ist stark von den spezifischen Anforderungen des jeweiligen zu temperierenden Prozesses abhängig. Wasser bietet aufgrund seiner hohen Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität sowie der toxischen Unbedenklichkeit in vielen Anwendungsbereichen Vorteile. Bei einem Einsatz in hohen Temperaturbereichen ist jedoch aufgrund des geringen Siedepunktes von Wasser ein sehr hoher Systemdruck erforderlich, was den Temperaturbereich für eine wirtschaftliche Temperierung mit Wasser in der Regel auf maximal 250 °C begrenzt. Neben Druckwassersystemen kommen auch Systeme zum Einsatz, die Wasserdampf als Wärmeträger nutzen, was in der Temperierung von Extrudern jedoch mittlerweile äußerst selten vorkommt. Der Phasenübergang vom Sattdampf, über das Nassdampfgebiet zum flüssigen Wasser führt zu variierenden Wärmekapazitäten des Temperiermediums. Dies kann die Kühlwirkung zwar deutlich verstärken, führt jedoch zu Nichtlinearitäten, welche eine erschwerte Regelbarkeit des Prozesses zur Folge haben [Rau14, Wob86].

In deutlich höheren Temperaturbereichen bietet sich der Einsatz von speziellen synthetischen Wärmeträgerölen an. Diese lassen sich je nach verwendetem Öl bis zu Temperaturen von 400 °C in drucklosen Systemen einsetzen, da der Siedebereich oberhalb des Anwendungsbereiches liegt. Dies verringert den apparatetechnischen Aufwand solcher Systeme erheblich. Da im Bereich des Plastifizierzylinders in der Extrusion von Thermoplasten üblicherweise Temperaturen auch deutlich über 200 °C realisierbar sein müssen, werden im Folgenden lediglich Systeme auf Basis von Wärmeträgerölen näher betrachtet. Das eingesetzte Medium wird in einem Temperiergerät auf die erforderliche Temperatur geregelt und prozessseitig durch eine für die Wärmeübertragung vorgesehene Geometrie gefördert. Da auch Wärmeträgeröle bei hohen Temperaturen in Kontakt mit Sauerstoff zu Abbauprozessen neigen, ist hierzu ein relativ komplexer Aufbau der Temperiergeräte erforderlich. Der grundlegende Aufbau sowie die erforderlichen Aspekte in Bezug auf die Betriebssicherheit von Wärmeübertragungsanlagen mit organischen Wärmeträgern ist nach DIN 4754 genormt [DIN15]. Da unterschiedliche Bauweisen von Öltemperiergeräten am Markt verfügbar sind, wird im Anschluss der Aufbau des im weiteren Verlauf der Arbeit für experimentelle Untersuchungen eingesetzten Systems skizziert.

Hauptaufgabe von Temperiergeräten ist die Förderung, Kühlung und Beheizung des Wärmeträgermediums. Zu diesem Zweck verfügen handelsübliche Temperiergeräte über eine Pumpe, einen Erhitzer und einen Kühler. Die Aufheizung geschieht hier in der Regel durch elektrische Energie, während die Kühlung über einen Öl-Wasser-Wärmeübertrager realisiert wird [Reg06]. Abbildung 2-6 stellt exemplarisch den Aufbau und die weiteren Komponenten eines Öltemperiergerätes mit einer Betriebstemperatur von bis zu 350 °C dar. Das Wärmeträgeröl wird in

einem Ausdehnungsbehälter, der gleichzeitig als Tank fungiert bevorratet. Dieser ist über einen Entgasungsbehälter mit dem hydraulischen System gekoppelt, welches vollständig mit Öl gefüllt ist. Das heiße System ist über den Ausdehnungsbehälter mit Kaltöl gegenüber der Atmosphäre überlagert. Da lediglich das kalte Öl an der Oberfläche des Ausdehnungsbehälters mit dem Luftsauerstoff in Kontakt steht, werden unerwünschte Abbaureaktionen des Öls verhindert. Gegebenenfalls kann hier auch eine Überlagerung mit einem Inertgas, wie beispielsweise Stickstoff, erfolgen, um jegliche Reaktionen mit Sauerstoff sicher auszuschließen. Das weitgehend blasenfreie Temperieröl wird mittels einer Pumpe durch das gesamte System, bestehend aus Temperiergerät und Verbraucher gefördert. Im Erhitzer wird dem Öl im Falle von Heizbedarf Wärme über elektrische Heizstäbe zugeführt. Um eine unzulässige thermische Belastung des Öles an den Heizstäben auszuschließen, ist eine Filmtemperaturüberwachung erforderlich. Diese stellt bei einer zu hohen Heizleistung und gleichzeitig zu geringem Ölvolumenstrom sicher, dass das Öl nicht thermisch geschädigt wird. Eine auf die erforderlichen Bereiche von Heizleistung und Strömungsgeschwindigkeit ausgelegte Heizfläche ist nichtsdestotrotz zwingend erforderlich. Im Anschluss an den Erhitzer folgt ein Kühler, welcher dem Öl bei Kühlbedarf Wärme entzieht. Im dargestellten Fall handelt es sich um einen Öl-Wasser-Wärmeübertrager, der in einem indirekten Kühlprozess überschüssige Wärme an über ein Magnetventil definiert zugeführtes Kühlwasser überträgt. Nach einer Messung von Vorlauftemperatur und Durchfluss verlässt das Öl das Temperiergerät und wird über entsprechende Leitungssysteme durch den Verbraucher gefördert. Das im Geräterücklauf eintretende Öl wird über einen Schmutzfänger geleitet und erneut dem Entgasungsbehälter zugeführt.



**Abbildung 2-6:** Grundlegender Aufbau eines Hochtemperatur-Öltemperiergerätes

Die Wärmeübertragung findet also über ein Medium statt, welches extern temperiert und über eine medienführende Geometrie geleitet wird, um so Wärme mit dem Prozess auszutauschen. Die Heiz- und die Kühlfunktion kann daher prozessseitig vom gleichen Medium übernommen

werden. Die Übertragung der Wärme findet also im Heiz- und Kühlfall an der gleichen Oberfläche statt. Abbildung 2-5 verdeutlicht im rechten Bildabschnitt diese Anbindung des Wärmeträgermediums an den Prozess. Im dargestellten Fall sind die medienführenden Kanäle direkt in den Plastifizierzylinder eingebracht und von außen mit einer Hülse verschlossen. Es existieren auch Konzepte mit in den Zylinder eingewalzten Kupferrohren oder separaten genuteten Aluminiumhalbschalen. Hierbei sind jedoch zusätzliche Kontaktwiderstände beim Wärmedurchgang zu erwarten.

Analog zur internen Schnecken temperierung existieren auch im Bereich der Zylindertemperierung Ansätze, welche einen Wärmeaustausch innerhalb eines geschlossenen Systems ermöglichen sollen [Krü02a, Krü02b]. Hierzu wird das Prinzip eines Wärmerohres eingesetzt, das in Kapitel 2.1.2.2 erläutert wird. Die Wärmerohre können hierzu wendelförmig von außen in den Zylinder einbracht werden oder Bohrungen direkt innerhalb der Zylinderwand als Wärmerohr fungieren. Ziel hierbei ist es, ein selbstregulierendes System zu schaffen, welches Wärme von Bereichen mit Wärmeüberschuss zu Bereichen mit Wärmebedarf transportiert und so eine Vergleichmäßigung des sich einstellenden axialen Temperaturverlaufs bewirkt. Weitere Information zu den grundlegenden Prinzipien von Wärmerohren finden sich beispielsweise in [Ste13b].

Neben dem Einsatz elektrischer Energie für die Beheizung von Plastifizierprozessen existieren auch Konzepte, welche den Primärenergieträger Erdgas für den Energieeintrag in das System nutzen. Diese sollen Vorteile von Erdgasbeheizungen, wie präzise Temperaturregelung und im Vergleich zu elektrischem Strom geringere Energiekosten ausnutzen [Art03]. So sind Gasbrenner entwickelt worden, die ähnlich wie konventionelle Heiz-/ Kühlkombinationen an der Zylinderoberfläche verspannt werden können [BHW07]. Ebenso existieren flüssigkeitsbasierende Temperiergeräte, die anstelle von elektrischer Energie mit Erdgas beheizt werden [Hür07]. In [WB10] wird außerdem ein Konzept vorgestellt, in dem die gesamte für die Plastifizierung des Kunststoffgranulates benötigte Energie über Erdgas bereitgestellt wird. Hierzu kommt ein spezieller Wärmetauscher für Schüttgut-Schmelze-Gemische sowie erdgasbetriebene Heizelemente zum Einsatz. Es handelt sich hierbei jedoch um Sonderkonzepte, die bisher keine breite Anwendung in der Verarbeitung von Kunststoffen gefunden haben.

Die zuvor beschriebenen elektrischen Heiz-/ Kühlkombinationen regeln die Temperatur an einer in den Zylinder eingebrachten Messstelle innerhalb eines tolerierten Bereichs um einen definierten Sollwert. Bei Heizung und Lüfter wird also häufig nur zwischen den Zuständen *An* und *Aus* unterschieden. Diese Temperierung mittels Heiz-/ Kühlkombinationen zeichnet sich daher durch eine hohe Zuverlässigkeit, einfache Regelbarkeit sowie geringe Investitionskosten aus. Elektrische Systeme mit Luftkühlung sind in der Regel außerdem deutlich wartungsfreundlicher als flüssigkeitsbasierte Temperiersysteme [Sch00]. Durch das zuvor beschriebene Schaltverhalten ist jedoch eine gewisse Schwingung um den definierten Solltemperaturwert nicht zu vermeiden. Die Kühlleistung ist außerdem durch die für den konvektiven Wärmeübergang zur

Verfügung stehende Oberfläche und die geringe Wärmekapazität der Kühlluft begrenzt. Außerdem wird die über die Luft abgeführte Wärme in der Regel unkontrolliert an die Umgebung geleitet, sodass eine weitere Nutzung innerhalb des Prozesses nicht möglich ist.

Da beim Einsatz von flüssigkeitsbasierten Systemen für unterschiedliche Zonentemperaturen in der Regel mehrere unabhängige Temperiergeräte zum Einsatz kommen müssen, ist üblicherweise ein Kosten- und Platznachteil im Vergleich zu rein elektrischen Systemen zu erwarten. Des Weiteren entsteht durch die komplexen Geräte und die potentielle Leckagegefahr ein erhöhter Wartungsaufwand. Diese Systeme zeichnen sich jedoch durch eine deutlich erhöhte Kühlleistung aus. Durch die konstante Umströmung der wärmeübertragenden Fläche mit dem temperierten Fluid kommt es außerdem zu keinen oder nur geringen regelbedingten Temperaturschwankungen aus der Öltemperaturregelung innerhalb der Temperiergeräte. Diese Eigenschaften sind besonders bei thermisch sensiblen Materialien oder Prozessen mit sehr engen tolerierten Temperaturbereichen von Vorteil. Wie beispielsweise in [Rot05] beschrieben, existieren auch Lösungen, welche die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Konzepte kombinieren. Dies kann über eine elektrische Beheizung mittels Heizelementen und eine über ein Temperiermedium realisierte Kühlung erfolgen. Im Falle von fluidbasierten Kühlprozessen liegt die aufgenommene Wärme des Weiteren auf einem hohen Temperaturniveau innerhalb des Mediums vor. Die ist bei einer potentiellen Nutzung der Abwärme in der Regel von Vorteil.

### **2.1.2.2 Schneckentemperierung**

Neben der in der Einschneckenextrusion verbreiteten Temperierung des Plastifizierzylinders kommen in einigen Einsatzgebieten im Bereich der Extrusion auch temperierte Schnecken zum Einsatz. Besonders bei der Verarbeitung von Gummi oder thermisch sensiblen sowie reaktiven Materialien kann eine ergänzende Temperierung der Schnecke erforderlich sein [LH+11]. Die Vermeidung lokaler Temperaturspitzen kann durch diese zusätzliche Temperierung der Schnecken begünstigt und eine Vergleichmäßigung des Temperaturprofils erreicht werden. Bei der Verarbeitung von PVC auf gegenläufigen Doppelschneckenextrudern ergibt sich beispielsweise häufig ein Wärmeüberschuss an der Schneckenspitze und ein Wärmedefizit im Einzugsbereich [Ang10]. Grundsätzlich wird zwischen interner und externer Schneckentemperierung unterschieden.

Bei der externen Schneckentemperierung wird die Wärme durch eine externe Temperiereinheit über ein Medium aus dem System abgeführt. Hierzu ist eine Bohrung innerhalb der Schnecke erforderlich, durch welche das Medium im Inneren zur Spitze der Schnecke strömt, dort Wärme aufnimmt und außerhalb der Zuführbohrung entgegen der Extrusionsrichtung zurückströmt, um einen Teil der Wärme im Einzugsbereich wieder abzugeben. Eine externe Temperierung mit begrenzter Bohrungstiefe kann beispielsweise auch lediglich zur Kühlung der Schnecke im Einzugsbereich genutzt werden. Eine hohe Schneckentemperatur im Einzugsbereich kann zu einer

Erhöhung der Reibwerte oder gar einem Anschmelzen des Materials und damit einem Umlaufen mit der Schnecke führen. Daraus resultiert eine Abnahme der Feststoffförderung durch ein geringeres zur Verfügung stehendes Einzugsvolumen [Chu11]. Durch die zusätzliche Abführung von Wärme aus dem Prozess kann die Energieeffizienz jedoch negativ beeinflusst werden. Außerdem führt besonders bei externen Systemen die komplexe Bohrung zu einer deutlichen Erhöhung des Fertigungsaufwandes der Schnecke.

Die interne Schneckentemperierung nutzt das Prinzip eines Wärmerohres. Hierbei wird eine beidseitig verschlossene Bohrung innerhalb der Schnecke mit einem Medium, beispielsweise Wasser, teilbefüllt. An der Seite der Wärmequelle verdampft die Flüssigkeit und strömt aufgrund eines Druckgefälles zum kalten Ende des Rohres, wo sie wieder kondensiert. Durch eine Kapillarstruktur wird das kondensierte Medium wieder von der Wärmesenke zur Wärmequelle zurückbefördert. Wärmerohre zeichnen sich durch ein sehr großes Wärmetransportvermögen bereits bei geringen Temperaturdifferenzen aus [Ste13b]. Interne Schneckentemperierungen sind daher selbstregelnde Systeme, die keine direkte Einflussnahme, beispielsweise über eine Definition der Temperatur, ermöglichen. Gleichzeitig sind sie jedoch auch vollkommen wartungsfrei und verfügen im Vergleich zu externen Systemen über einen einfacheren Aufbau und erfordern keine zusätzlichen Temperiergeräte. Besonders bei hohen L/D-Verhältnissen ist es bei internen Systemen außerdem von Vorteil, dass die Wärme im System verbleibt und nicht nach außen abgeführt wird [Sch00].

Grundsätzlich ist die Effektivität der Wärmeübertragung im Bereich des Zylinders jedoch höher ausgeprägt als auf der Schnecke. Dies ist darin begründet, dass an der Zylinderwand, wie in Kapitel 2.1 beschrieben, ein ständiges Abschaben des Schmelzefilms durch die Schneckenstege erfolgt. Dieser Effekt führt zu einem deutlich höheren Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Zylinder und Schmelze als zwischen Schnecke und Schmelze, an der diese stetige Umschichtung nicht erfolgt [Chu11]. Eine Ausnahme bilden hier beispielsweise kämmende Mehrschneckensysteme.

### **2.1.3 Effizienzsteigerung**

Die Wirtschaftlichkeit des Extrusionsprozesses definiert sich, wie bereits im Vorfeld erwähnt, in erster Linie über geringe durchsatzbezogene Investitions- und Betriebskosten. In der Vergangenheit stand besonders die Steigerung des auf den Schneckendurchmesser bezogenen Durchsatzes im Fokus der Entwicklungen. Zu diesem Zweck haben sich verschiedene Designoptimierungen wie beispielsweise genutete Einzugszonen oder Barriereschnecken am Markt etabliert. Ebenso wird eine stetige Steigerung der Schneckendrehzahl in Bereiche der High-Speed Extrusion angestrebt, um die erzielbaren Durchsätze weiter zu erhöhen. Aufgrund stetig steigender Energiekosten und politischer Rahmenbedingungen nimmt auch die Steigerung der Energieeffizienz des Gesamtprozesses einen immer größeren Stellenwert in der Optimierung des Extrusionsprozesses ein. Neben dem Einsatz effizienterer Maschinenkomponenten

bietet auch die Optimierung der Prozessführung sowie die Rückgewinnung von im Prozess unvermeidbar anfallender Abwärme Möglichkeiten Energie einzusparen.

### 2.1.3.1 Optimierungspotentiale angewandter Maschinentechnik

Die von konventionellen Glattrohretrudern mit Drei-Zonen-Schnecke abweichenden Extruderbauformen, wie die bereits im Vorfeld beschriebenen und weit verbreiteten genuteten Einzugszonen oder Barrierschnecken, dienen in erster Linie zu einer Erhöhung der erzielbaren Anlagendurchsätze bei Sicherstellung einer gleichbleibend hohen Schmelzequalität. Zu diesem Zweck existieren weitere Sonderkonzepte, wie beispielsweise die Helibar-Systeme, welche über einen durchgängig genuteten Plastifizierzylinder verfügen [Grü02, Grü06, Grü07]. In Kombination mit einer Barrierschnecke ermöglicht das Fortsetzen der Nuten über die Einzugszone hinaus ein zusätzliches Abführen von aufgeschmolzenem Material in den Schmelzekanal und damit eine Reduktion der Schmelzefilmdicke. Einzelne Feststoffpartikel, die über die Nuten in den Schmelzekanal gelangen, schmelzen hier außerdem dispers auf. Durch einen verbesserten Massetransport durch die Nuten ist ein geringerer Druckaufbau in der Einzugszone nötig, was zu einer Verringerung des Verschleißes sowie der erforderlichen Kühlung führt.

Auch im Bereich der High-Speed Extrusion wurden neuartige Extrusionskonzepte entwickelt, die sich der bei Schnellläufern auftretenden Einschränkungen, wie beispielsweise fallenden spezifischen Durchsätzen sowie der unkontrolliert ansteigenden Schmelzetemperatur bei gleichzeitig unvollständigem Aufschmelzen, annahmen. Eine Steigerung des Durchsatzes durch eine Erhöhung der Plastifizierleistung und der Schneckendrehzahl bei gleichzeitiger Verkürzung der Verfahrenslänge wird durch die Entwicklung der S-Truder-Maschinen angestrebt [Gro11, Kac04, Kar16]. Zur Vergrößerung der Kontaktfläche zwischen Feststoffbett und Zylinder wird eine effektive Trennung von Feststoff und Schmelze durch eine Plastifizierhülse umgesetzt. Die mit Bohrungen versehene Hülse befindet sich zwischen Schnecke und Zylinder. Das Granulat schmilzt, wie bei konventionellen Systemen, an der Innenwand der Hülse auf. Das aufgeschmolzene Material tritt jedoch durch die Bohrungen in den äußeren Ringspalt, um dort auch bei hohen Drehzahlen bei geringer Scherung in Extrusionsrichtung gefördert zu werden. Da sich in diesem System kein Schmelzefilm an der Hülseinnenwand bildet, nimmt die Plastifizierleistung entlang der Verfahrenslänge nicht ab. Ein Vorteil hoher Schneckendrehzahlen besteht in der Möglichkeit auf Direktantriebe zurückzugreifen, da auf ein Untersetzungsgetriebe verzichtet werden kann.

Da der größte Anteil der in den Prozess eingebrachten Energie durch die Dissipation von Antriebsleistung aufgebracht wird, bietet der Einsatz energieeffizienter Motoren ein großes Einsparpotential. Aus diesem Grund haben sich die in Extrusionsanwendungen eingesetzten Antriebssysteme im Laufe der Zeit gewandelt. Hydraulische Antriebe kamen aufgrund der systembedingt deutlich höheren Energieverbräuche nur in wenigen Sonderbauformen bei Blas-

formmaschinen vor [WMN99] und sind heute in der Praxis kaum noch zu finden. In der Vergangenheit wurden hauptsächlich Gleichstrommaschinen verwendet, da diese sich durch einen einfachen Aufbau und äußerst geringe Beschaffungskosten auszeichnen. Besonders im unteren und mittleren Drehzahlbereich wirken sich jedoch die hohe Blindstromaufnahme und die starke Wärmeentwicklung nachteilig auf den Wirkungsgrad der Motoren aus. Inzwischen wurden Gleichstrommaschinen daher zunehmend von Drehstromantrieben verdrängt, da sich der durch die teureren Motoren und zusätzliche Frequenzumrichter ergebende Mehrpreis bei Dauerbetrieb häufig bereits in den ersten zwei Jahren aufgrund geringerer Energieverbräuche amortisiert [BSG09]. In der Regel betragen die Stromkosten über 90% der Gesamtkosten eines Antriebes in dessen Einsatzzeitraum, was dazu führt, dass energieeffiziente Antriebe trotz höherer Investitionskosten häufig deutlich wirtschaftlicher sind als die Anschaffung günstigerer Motoren. Drehstrom-Asynchronmotoren besitzen derzeit die größte Verbreitung in industriellen Anwendungen. Drehstrom-Synchronmotoren besitzen jedoch aufgrund der Permanenterregung keinen Schlupf und haben daher einen weiter gesteigerten Wirkungsgrad. Bereits am Nennbetriebspunkt übersteigt der Wirkungsgrad von Synchronmaschinen den von Gleichstrommotoren um ca. 5 %. Im Teillastbetrieb, der in Extrusionsanwendungen häufig auftreten kann, profitiert der Synchronmotor zunehmend von einem geringer ausgeprägten Wirkungsgradabfall im Teillastbereich. Bei einer Drehzahl von 30 % der Nenndrehzahl beträgt der Wirkungsgradunterschied zwischen Gleichstrommotor und Drehstrom-Synchronantrieb über 15 % [BSG09, Sch08a]. Eine Überdimensionierung von Antrieben ist aufgrund der zuvor erläuterten verringerten Effizienz im Teillastbereich grundsätzlich zu vermeiden. Bei produktionsbedingt breiten Drehzahlspektren empfiehlt sich der Einsatz von Drehstrom-Synchronmaschinen. Der Einsatz von Direktantrieben, welche direkt mit der Schnecke verbunden werden und somit ohne Getriebe oder Riementriebe auskommen, stellt im Bereich von klar definierten Betriebspunkten sowie hohen Drehzahlen eine Alternative dar. Diese sogenannten Torquemotoren besitzen im Nennbetriebspunkt den höchsten Wirkungsgrad aller eingesetzten Antriebe. Bei sehr hoher Drehmomentbelastung oder geringen Drehzahlen sinkt dieser jedoch erheblich ab [VDM10].

Bereits in Kapitel 2.1.2 wurde kurz auf potentielle Optimierungsmöglichkeiten im Bereich von konventionellen Heiz-/ Kühlkombinationen eingegangen. In diesem Bereich steht besonders die Minimierung von Strahlungs- und Konvektionsverlusten an die Umgebung im Fokus. In [Sch08a, Sch08b] werden die Auswirkungen unterschiedlicher Konfigurationen von Anordnungen, Isolationen und Klappensystem am Luftaustritt betrachtet. Hierbei wird ein großer Einfluss der Ausrichtung der Einheiten auf die sich einstellenden konvektiven Verluste deutlich. Da bei einer Isolation der äußeren Oberfläche eine Kühlung uneingeschränkt möglich bleiben muss, stellt sich bei der üblichen Anordnung, die von unten mit Kühlluft angeströmt wird, nur eine geringe Reduzierung der erforderlichen Heizleistung bei vertikaler Isolation ein. Hier ist besonders der Einsatz von Konvektionsklappen sinnvoll, die in Kombination mit vertikaler Isolation zu einer Verringerung der Heizleistung von ca. 45 % führen. Bei einer Queranströmung



mit Kühlluft kann bereits durch den Einsatz einer horizontalen Isolation eine Reduktion der Heizleistung von ca. 35 % erreicht werden [Sch08a, Sch08b].

Im Falle von flüssigkeitstemperierten Systemen ist eine vollständige Isolation der Zylinderoberfläche möglich, da die Kühlung und die Heizung innerhalb der integrierten Kanäle über das gleiche Medium erfolgen und kein eintretender Luftstrom ermöglicht werden muss. Dies hat eine weitere Verbesserung der durch die Isolation ermöglichten Reduktion der Strahlungs- und Konvektionsverluste im Bereich des Zylinders zur Folge. Bei fluidbasierten Systemen sind jedoch alle medienführenden Bereiche verlustbehaftet, sodass eine Isolation sämtlicher heißer Oberflächen im Bereich von Leitungen und Systemkomponenten sowie möglichst kurze Entfernungen zwischen den Komponenten zielführend sind.

### 2.1.3.2 Temperaturführung im Extrusionsprozess

Die Definition von Temperaturprofilen entlang des Plastifizierzylinders kann einen direkten Einfluss auf die Effizienz des Prozesses nehmen. Durch die Einstellung von geringen Zylinder-temperaturen relativ zur Massetemperatur an der Zylinderinnenwand wird das Material aktiv über die Zylinderwand gekühlt. Gleichmaßen besteht die Möglichkeit, durch entsprechend höhere Temperaturen Energie über das Temperiersystem in den Prozess einzubringen. Die Richtung sowie der Betrag der übertragbaren Wärme hängt somit nicht nur von den vom Maschinenbediener vorgegebene Solltemperaturen und der Art und Weise, wie das Temperiersystem an den Prozess angebunden ist, ab, sondern ergibt sich aus diesen im Zusammenspiel mit den sich im Prozess einstellenden thermodynamischen Bedingungen. Diese sind neben vorgegebenen Prozessparametern, wie beispielsweise der Drehzahl, auch signifikant von den Materialeigenschaften der verarbeiteten Werkstoffe sowie der zum Einsatz kommenden Schnecken- und Zylindergeometrie abhängig. Durch eine Erhöhung der Wandtemperatur wird die über die Zylindertemperiereinrichtung eingebrachte Wärme in den Prozess erhöht. Gleichzeitig wird dadurch auch die Viskosität innerhalb des Schmelzefilmes abgesenkt, was hier wiederum zu einer Reduktion der Dissipation führt. Bei geringen Drehzahlen hat dies zur Folge, dass die Aufschmelzrate steigt, da hier ohnehin ein großer Anteil der Energie über die Heizung eingebracht wird. Bei hohen Drehzahlen kann eine Erhöhung der Zylindertemperatur daher jedoch zu einer Verringerung der Aufschmelzrate führen, da hier der Großteil der Energie über die Dissipation der Antriebsleistung aufgebracht wird [Rau08a]. Aufgrund der dargestellten Zusammenhänge und der Vielzahl möglicher Temperaturprofile wird deutlich, dass es sich empfiehlt, ein besonderes Augenmerk auf die Temperaturführung während der Extrusion zu legen und diese entsprechend an die im jeweiligen Betriebspunkt auftretenden Prozessbedingungen anzupassen. Das Temperaturprofil sollte mit Hinblick auf einen möglichst hohen Durchsatz bei akzeptabler Produktqualität unter Vermeidung unnötiger energetischer Verluste ausgewählt werden. Ein entscheidender begrenzender Faktor ist hier in erster Linie die zulässige Schmel-

zetemperatur mit Hinblick auf die thermische Materialbeständigkeit sowie die verfügbaren Kapazitäten der nachfolgenden Kühleinrichtungen, um das Produkt zum Ende der Extrusionslinie auf die erforderliche Temperatur zur Konfektionierung abzukühlen.

Die Einstellung optimaler Zylindertemperaturprofile hängt von vielen unterschiedlichen Einflussgrößen ab und kann daher eine komplexe Herausforderung darstellen. Rauwendaal gibt in [Rau08a] mit mehreren Richtlinien eine grobe Orientierungshilfe für grundlegende Temperatureinstellungen an. Die Temperatur in der Einzugszone kann demnach für eine Minimierung von Druckschwankungen vor dem Extrusionswerkzeug herangezogen werden. Die Temperatur in der Übergangszone wird entsprechend einer minimalen Variation der Schmelzetemperatur definiert. In der Meterringzone sowie im Werkzeug sollte die Temperatur mit Hinblick auf das angestrebte Massetemperaturniveau eingestellt werden. Speziell für den Einsatz von Barrierschnecken gibt [Wom08] Empfehlungen für die Temperaturdefinition, welche ein fallendes Temperaturprofil vorsehen, um in der Barrierezone viel Energie einzubringen und gleichzeitig die Schmelzetemperatur nicht negativ zu beeinflussen. Um jedoch tatsächlich für die spezifischen Bedingungen an einer definierten Maschine optimale Einstellungen festzulegen, sind weitere Untersuchungen notwendig. Um sämtliche Wechselwirkungen der einzelnen Zonen untereinander zu berücksichtigen, ist eine vollständige Untersuchung mittels statistischer Versuchsplanung erforderlich. Dies wird beispielsweise in [WC15] anhand von drei Temperierzonen und unterschiedlichen Drehzahlen vorgestellt. Aufgrund der vielen, von der Anzahl der variablen Parameter abhängigen erforderlichen Versuche, ist dieses Vorgehen besonders an großen Maschinen sehr zeit- und kostenintensiv, da sich nach jeder Parameteränderung zunächst konstante Betriebsbedingungen einstellen müssen. In [Rau08b] wird daher eine dynamische Optimierung vorgeschlagen, welche große Änderungen einzelner Parameter während des Prozesses vorsieht und die dynamische Reaktion der Zielgrößen aufzeichnet. Mit diesem Vorgehen lässt sich mit wenigen Versuchen die dynamische Prozessantwort auf Parameteränderungen darstellen.

Die komplexen Zusammenhänge der unterschiedlichen Einflüsse auf sich einstellende Schmelzetemperaturen wurden bereits in einer Vielzahl von Arbeiten untersucht. Abeykoon et al. führten in [AL+11, AM+14a, AM+14b] umfangreiche Untersuchungen hinsichtlich der Einflüsse von Schnecken geometrie, Zylindertemperierung und rheologischer Materialeigenschaften auf das Temperaturniveau sowie die örtliche und zeitliche Temperaturverteilung durch und entwickelten außerdem ein Modell, welches eine Voraussage der Temperaturverteilung auf Basis von experimentellen Eingangsdaten ermöglicht. Bei der Untersuchung des Einflusses der einzelnen Temperaturen der Zylinderzonen auf die sich einstellenden Schmelzetemperaturen an der entsprechenden Messstelle zeigte sich, dass die Meteringzone hierbei die signifikanteste Zone darstellt. Dies trifft besonders bei Barrierschnecken zu, während bei konventionellen Schnecken auch die Temperatur der Kompressionszone eine größere Bedeutung hat. Bei vier Zylinderzonen wurde für Zone 1 und 3 eine Reduktion der Massetemperatur bei Steigerung der

Zonentemperatur festgestellt, während für Zone 2 und 4 ein entsprechender Anstieg der Massetemperatur nachgewiesen wurde. Des Weiteren wird der Einfluss der Schneckendrehzahl auf das Temperaturprofil deutlich. Abhängig von der Zylindertemperatur in der Meteringzone kann eine Verringerung der Drehzahl entgegen der üblichen Annahme zu einem Anstieg der mittleren Schmelzetemperatur führen, was durch die Verringerung der Verweilzeit und den damit steigenden Einfluss der mit der Zylinderwand ausgetauschten Wärme begründet ist. Im Zentrum des Schmelzekanals steigt die Temperatur hingegen in der Regel mit steigender Drehzahl an. Die Inhomogenität der Schmelzetemperatur in radialer Kanalrichtung fiel in den Untersuchungen für eine Barrierschnecke mit Mischteil am geringsten aus, was sich mit Erkenntnissen anderer Arbeiten wie beispielsweise [SM+08, VK+13] deckt. Der Zusammenhang zwischen der thermischen Homogenität der Schmelze und der energetischen Effizienz des Prozesses stellt sich dabei als entgegengesetzt dar. Ein steigender Durchsatz führt in der Regel nicht zu einem gleichermaßen steigenden spezifischen Energieverbrauch des Prozesses, es vergrößern sich jedoch die radialen Temperaturabweichungen und die zeitliche Stabilität der Schmelzetemperatur vor dem Extrusionswerkzeug nimmt ab [AK+14a, AK+14b].

Der Effekt unterschiedlicher Temperaturprofile wird in [SM+08] untersucht. Hierbei werden für unterschiedliche Materialien auf einer Barrierschnecke drei verschiedene Profile untersucht. Ein flaches Profil mit gleichen Temperaturen über die gesamte Zylinderlänge, ein steigendes Temperaturprofil, bei dem die Temperaturen kontinuierlich in Extrusionsrichtung ansteigen sowie ein Profil, welches in den mittleren Zonen eine erhöhte Zylindertemperatur aufweist, während zu Beginn und am Ende konstante Temperaturen definiert sind. Die unterschiedlichen Temperaturprofile zeigen in Abhängigkeit von dem verarbeiteten Material deutliche Einflüsse auf den erreichbaren Durchsatz. So erreicht der Extruder mit steigendem Temperaturprofil in allen Versuchen einen geringeren Durchsatz als bei den anderen Profilen. Einzig bei PE-LD zeigte sich keine Beeinflussung durch die unterschiedlichen Temperaturprofile. Für PE-HD sowie PP zeigt das Profil mit gesteigerter Temperatur in der Zylindermitte einen weiter erhöhten Durchsatz im Vergleich zum flachen Profil, während beide Profile bei der Verarbeitung von PS annähernd gleiche Ergebnisse zeigen.

Die dargestellten Untersuchungen verdeutlichen die Komplexität der zugrundeliegenden Zusammenhänge im Bereich der Zylindertemperierung sowie die starken Einflüsse auf die sich einstellenden Prozessbedingungen. Einer zielgerichteten Definition der Temperaturführung im Prozess kommt daher eine entscheidende Bedeutung zu. In gewissen Kombinationen von vorgegebenen Zylindersolltemperaturen und sich einstellenden Prozessbedingungen kann es außerdem dazu kommen, dass unter Umständen in manchen Zonen Energie zugeführt wird, während gleichzeitig in anderen Zonen unter zusätzlichem Energieaufwand Wärme abgeführt werden muss. Stellt sich dieser Prozesszustand bei entsprechenden Temperaturniveaus ein, besteht grundsätzlich die Möglichkeit, die anfallende Energie innerhalb des Prozesses zwischen den einzelnen Zonen zu übertragen. Dieser Ansatz wird im Folgenden weiter vertieft.

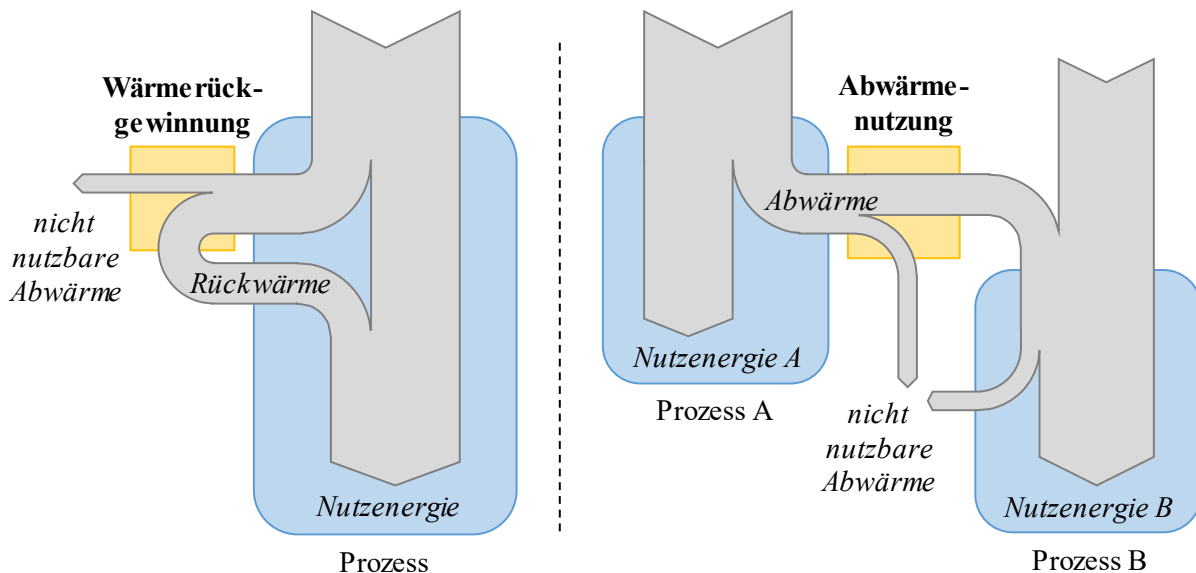
### 2.1.3.3 Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung

Da bei der Verarbeitung von thermoplastischen Kunststoffen mit dem Extrusionsverfahren das Material in Form von Schmelze ausgeformt wird, ist es unvermeidbar, große Mengen an Energie in den Prozess einzubringen, welche im Anschluss wieder aus dem extrudierten Produkt abgeführt werden müssen. Durch die stetige Steigerung der durchmesserbezogenen Durchsätze von Extrudern ist es zudem häufig erforderlich, dass bereits vor der eigentlichen Ausformung der Schmelze im Extrusionswerkzeug Wärme über Temperiereinrichtungen entlang der Plastifiziereinheit aus dem Prozess abgeführt wird. Aufgrund dieser Tatsachen und den relativ hohen Temperaturniveaus, auf denen die Wärme innerhalb des Prozesses vorliegt, bietet sich eine potentielle Nutzung der anfallenden Abwärme an.

Die Nutzung von Abwärme in industriellen Prozessen bietet ein großes Potential, die Energieeffizienz von Anlagen und Betrieben zu erhöhen, da prozessbedingt anfallende, nicht vermeidbare Abwärme häufig kostenfrei zur Verfügung steht. Als industrielle Abwärme wird Wärme bezeichnet, die als Nebenprodukt eines Prozesses anfällt und ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird. Diese Abwärme zeichnet sich durch unterschiedliche Merkmale aus, welche die weitere Nutzbarkeit beeinflussen. Entscheidende Merkmale sind hierbei unter anderem die Menge der Abwärme, das Temperaturniveau, auf dem die Abwärme vorliegt, sowie die Bündelung der Wärme [HSR13]. Die Abwärmemenge bezeichnet den Wärmeinhalt des Abwärmestroms und ist stets in Zusammenhang mit dem Temperaturniveau zu sehen, da sie sich auf eine Bezugstemperatur bezieht. Das Temperaturniveau des Abwärmestroms definiert die Höhe der möglichen Wärmeübertragung, da die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke hier die entscheidende Einflussgröße darstellt (s. Kapitel 2.2.2). Je höher das Temperaturniveau, auf dem die Abwärme vorliegt, desto einfacher lässt sich eine Nutzung dieser Wärme realisieren. Abwärme die bereits innerhalb eines Trägermediums gebunden vorliegt, lässt sich außerdem sehr viel einfacher für andere Zwecke einsetzen als beispielsweise Strahlungs- oder Konvektionswärme, die diffus abgegeben wird.

Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, anfallende Abwärme direkt thermisch zu nutzen oder durch weiteren Energieeinsatz eine Erhöhung des Temperaturniveaus oder die Bereitstellung anderer Energieformen zu erzielen, was somit einer indirekten Nutzung der Abwärme entspricht. Hierbei ist beispielsweise die Nutzung als Wärme auf höherem Temperaturniveau, die Erzeugung von elektrischem Strom oder Umwandlung in Kälte mittels wärmegetriebenen Kältemaschinen zu nennen. Die zur Verfügung stehende Wärme lässt sich des Weiteren prozess- oder anlagenintern nutzen, sie kann betriebsintern auf andere Prozesse oder Anlagen übertragen werden oder lässt sich extern nutzen, indem sie beispielsweise in ein Fernwärmenetz außerhalb des Betriebes eingespeist wird. Als Wärmerückgewinnung wird die Nutzung bezeichnet, wenn die Abwärme dem gleichen Prozess ohne wesentliche Zeitverschiebung wieder zugeführt wird. Wird die Abwärme bei anderen Prozessen gleichzeitig oder zeitverschoben genutzt, wird dies als Abwärmenutzung bezeichnet [BK93]. Abbildung 2-7 stellt die in diesem Zusammenhang

auf tretenden Energieströme in Anlehnung an [Gab94] dar. Da bei der prozess- oder anlageninternen Nutzung die Verluste vergleichsweise geringgehalten werden können, da nur kurze Distanzen überwunden werden müssen und außerdem keine gegenseitigen Abhängigkeiten zwischen Wärmequelle und -senke geschaffen werden, ist es in der Regel zweckmäßig, Abwärme möglichst direkt am Ort ihres Anfallens zu nutzen [HSR13].



**Abbildung 2-7:** Wärmerückgewinnung (links) und Abwärmenutzung (rechts)

Vertiefende Beschreibungen der erforderlichen theoretischen und technischen Anforderungen an Abwärmenutzungskonzepte sowie Untersuchungen hinsichtlich der Potentiale und Rahmenbedingungen im Bereich der betrieblichen Umsetzung werden in weiterführenden Arbeiten wie beispielsweise [BK93, Hes12, HSR13, PB+10] betrachtet. Beim Auftreten mehrerer Wärme ströme unterschiedlicher Temperaturniveaus sowie erforderlichem Heiz- und Kühlbedarf, bietet die Pinch-Methode, welche in Kapitel 2.2.2.4 kurz erläutert wird, einen verbreiteten Ansatz zur systematischen Optimierung des Gesamtenergiebedarfes mittels eines Wärmeübertragernetzwerkes.

Im Folgenden werden die Überlegungen konkret auf den Extrusionsprozess und im weiteren Verlauf insbesondere auf die Temperaturführung entlang des Plastifizierzylinders bezogen. Die nach der Formgebung im Extrusionswerkzeug erfolgende Kühlung der extrudierten Produkte stellt den mit Abstand größten Abwärmestrom innerhalb des Extrusionsprozesses dar. Diese Kühlung erfolgt jedoch meist auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau, was eine Nutzung der aufgenommenen Wärme erschwert. Dies ist erforderlich, da eine möglichst schnelle vollständige Abkühlung des Produktes unterhalb einer Temperatur, welche eine für den Abzug ausreichenden Formstabilität erlaubt, angestrebt wird. Eine direkte Nutzung der aus dem Extrudat abgeführten Energie zur Beheizung innerhalb des Extrusionsprozesses ist daher nicht möglich, da hier höhere Temperaturniveaus erforderlich sind, welche in der Regel deutlich über den Rücklauftemperaturen der zur Kühlung eingesetzten Temperiermedien liegen. Üblicherweise

wird daher die Wärme aus dem Kühlmedium unter zusätzlichem Energieeinsatz, beispielsweise mittels Kältemaschinen, abgeführt ohne eine weitere Nutzung zu ermöglichen.

Es existieren jedoch Konzepte die im Kühlprozess anfallende Wärme nutzbar zu machen. Eine Umwandlung der Abwärme in mechanische Energie, welche direkt als Antrieb innerhalb des Extrusionsprozesses zum Einsatz kommt oder gegebenenfalls in elektrische Energie umgewandelt und dann zurück in den Prozess gespeist wird, schlägt [Hac09] vor. In [SSH11] wird vorgestellt, dass sich durch eine Steigerung des Temperaturniveaus des Kühlmediums in einem primären Kühlkreislauf mit der aufgenommenen Abwärme eine wärmegetriebene Kältemaschine betreiben lässt, die das Kühlwasser für einen sekundären kalten Kühlkreislauf bereitstellt. Hierdurch kann bei geeigneten Prozessbedingungen der energieaufwendige Einsatz von Kompressionskältemaschinen vollständig substituiert werden. Durch eine Vorwärmung des dem Prozess zugeführten Kunststoffgranulates lässt sich des Weiteren eine Steigerung des leistungsbezogenen Durchsatzes beziehungsweise eine Reduktion des erforderlichen Energieeinsatzes des Extrusionsprozesses bewirken [SM+08]. Der für die Vorwärmung erforderliche heiße Luftstrom kann dabei beispielsweise durch eine Innenkühlung in der Rohr- oder Profilextrusion bereitgestellt werden. Hierzu wird durch ein Sauggebläse Kühlluft entgegen der Extrusionsrichtung durch das Produkt gesaugt und nimmt an dessen Innenseite Wärme auf, welche im Anschluss an das Granulat abgegeben wird. Erlaubt der Prozess keine anlageninterne Nutzung der Abwärme, besteht die Möglichkeit, Warmwasser aus Kühlprozessen durch Einspeisung in Warmwasserkreisläufe zur Beheizung von Verwaltungsgebäuden zu nutzen. Auch wenn keine Nutzung der Abwärme möglich ist, kann durch das Erhöhen des Temperaturniveaus der Kühlmedien der Einsatz von Freikühlern ermöglicht werden, was im Vergleich zum Einsatz von Kompressionskältemaschinen eine deutliche Reduktion des erforderlichen Energieeinsatzes für die Rückkühlung mit sich bringt.

Heiz- und Kühlprozesse auf hohem Temperaturniveau finden im Extrusionsprozess lediglich direkt am Plastifizierzylinder statt, da die erforderlichen Zieltemperaturen hier in der Regel über der Schmelztemperatur der verarbeiteten Materialien liegen. Im Falle von gleichzeitigem Auftreten von Heiz- sowie Kühlbedarf entlang des Plastifizierzylinders, wie im vorangegangenen Kapitel erwähnt, erscheint eine direkte Nutzung der abgeführten Wärme zur Beheizung der Zylinderzonen mit Wärmesenke zielführend. Hierzu ist es jedoch erforderlich, dass auf geringem Temperaturniveau geheizt und gleichzeitig auf höherem Temperaturniveau gekühlt wird. Die in den Zonen mit Kühlbedarf abgeführte Energie könnte somit zum Beheizen der Zonen mit Heizbedarf genutzt werden, was sich ohne Einflüsse auf den eigentlichen Prozess positiv auf dessen Energiebilanz auswirken würde. Bei umgekehrten Zonentemperaturen kann die abgeführte Energie aufgrund der negativen Temperaturdifferenz nicht zum Heizen der anderen Zone eingesetzt werden.

Bei aktiver Zylinderkühlung zur Absenkung der Schmelzetemperatur fallen unter Umständen große Wärmemengen an, die bei der Verwendung konventioneller Heiz-/Kühlkombinationen ungenutzt an die Umgebung abgeführt werden. Hierbei liegen große Luftmengen bei geringem

Druck und relativ geringen Ablufttemperaturen vor. Aufgrund des in der Regel angewandten Schaltverhaltens, bei dem der Lüfter je nach Kühlbedarf zyklisch mit voller Drehzahl rotiert oder deaktiviert ist, liegt kein konstanter Abluftstrom vor und die Ablufttemperatur ändert sich entsprechend der Einschaltdauer des Lüfters. Des Weiteren sind Verschmutzungen der Kühlluft möglich. Diese Eigenschaften der konventionellen Luftkühlung machen eine Abwärmenutzung in diesem Bereich schwierig umsetzbar [Mic11]. Durch den Einsatz einer geeigneten flüssigkeitsbasierten Temperierung des Extrusionszylinders wird eine Verstetigung der einzelnen Wärmeströme sowie eine Bündelung der Abwärme innerhalb eines geeigneten Mediums ermöglicht. Da das gleiche Medium zum Heizen sowie zum Kühlen genutzt wird, ergibt sich grundsätzlich die Möglichkeit eines direkten Transfers beziehungsweise einer Verknüpfung von Wärmeströmen unterschiedlicher Temperierzonen. Im Folgenden soll daher ein flüssigkeitsbasiertes Temperierkonzept entwickelt werden, welches die Erfassung der an den einzelnen Temperierzonen eines Extrusionssystems anfallenden Wärmeströme erlaubt und außerdem in geeigneten Betriebszuständen eine Übertragung dieser Wärme zwischen den Zonen ermöglicht.

## **2.2 Thermodynamische Grundlagen**

Den im Vorfeld beschriebenen Zusammenhängen liegen die grundlegenden thermodynamischen Effekte und Gesetzmäßigkeiten zugrunde. Mit Hinblick auf die Relevanz für die Anwendungen im Bereich der Extrusionstechnik werden in diesem Abschnitt die dissipativen Effekte im Extrusionsprozess sowie die Grundlagen der Wärmeübertragung erläutert. Die hier beschriebenen Gesetzmäßigkeiten werden im weiteren Verlauf der Arbeit angewendet, um die angestrebte gezielte Übertragung von Prozesswärme sowie eine Auslegung der hierzu erforderlichen Systemkomponenten zu erlauben. Vertiefende Darstellungen der behandelten Themengebiete sind der entsprechenden Fachliteratur, wie zum Beispiel [BK12, BW11, VDI86, VDI13] zu entnehmen.

### **2.2.1 Dissipation von Antriebsenergie**

Wie bereits erläutert, wird abhängig von den Prozessbedingungen der größte Anteil der dem Extrusionsprozess zugeführten Energie durch mechanische Antriebsenergie eingebracht. Durch die über einen Antrieb innerhalb des Zylinders in Rotation versetzte Schnecke wird das Material gefördert. Zwischen den festen Granulatkörnern untereinander sowie zwischen Granulat und Zylinderwand und Schnecke kommt es zu Reibeffekten. Des Weiteren wird das bereits aufgeschmolzene Material innerhalb des Schmelzefilms zwischen Feststoffbett und Zylinderwand geschert. Diese Reibeffekte führen dazu, dass die mechanische Arbeit in thermische Energie umgewandelt wird und sich das Material zunehmend erwärmt. Dieser irreversible Prozess wird als Dissipation bezeichnet. Die in strömenden Fluiden durch innere Reibung hervorgerufene Dissipation hängt von den rheologischen Eigenschaften des Fluides sowie von der auftretenden

Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$  ab. Die Schergeschwindigkeit innerhalb des Schmelzefilms ergibt sich hierbei direkt aus der Dicke des Schmelzefilms  $\delta_{Film}$  sowie dem Schneckendurchmesser  $D$  und der Drehzahl  $n$ . Wenn die Annahme zugrunde gelegt wird, dass aufgeschmolzenes Material durch den Schneckensteg abgeschabt und dem Schmelzepool zugeführt wird, lässt sich die Dicke des Schmelzefilms durch das Schneckenspiel ausdrücken.

$$\dot{\gamma}_{Film} = \frac{D \cdot n \cdot \pi}{\delta_{Film}} \quad Gl. 2-2$$

Die Dissipation berechnet sich nach folgender Gleichung als Produkt aus der Viskosität  $\eta$  und dem Quadrat der Schergeschwindigkeit.

$$P_{Diss} = \eta(\dot{\gamma}, T) \cdot \dot{\gamma}^2 \quad Gl. 2-3$$

Da es sich bei thermoplastischen Kunststoffen in der Regel um strukturviskose Materialien handelt, ist die Viskosität der zum Einsatz kommenden Rohstoffe hierbei gleichzeitig abhängig von der Temperatur sowie von der Schergeschwindigkeit. Mit steigender Schergeschwindigkeit sinkt die Viskosität ab, was den Einfluss der rheologischen Stoffeigenschaften bei unterschiedlichen verarbeiteten Materialien auf die sich einstellende Dissipation und damit die Aufschmelzrate verdeutlicht.

## 2.2.2 Wärmeübertragung

Der Begriff Wärmeübertragung beschreibt die Gesetzmäßigkeiten, nach denen der Transport der Energieform Wärme zwischen Systemen aufgrund einer Temperaturdifferenz erfolgt [BW11]. Grundsätzlich existieren zwei Arten der Wärmeübertragung, die Wärmeleitung sowie die Wärmestrahlung. Häufig wird auch die Konvektion als dritte Art des Wärmetransports bezeichnet. Da die Konvektion letztendlich jedoch von den Effekten der Wärmeleitung abhängig ist, handelt es sich hier streng genommen nicht um einen unabhängigen Prozess. Wärme wird stets in Richtung abnehmender Temperatur übertragen.

Die Wärmeübertragung spielt eine wichtige Rolle in vielen technischen Prozessen und bildet ebenfalls die Grundlage für die in dieser Arbeit betrachteten Effekte im Bereich der Extrusionstechnik. Jegliche Heiz- und Kühlprozesse sowie auftretende thermische Verluste basieren grundsätzlich auf den im Folgenden erläuterten Gesetzmäßigkeiten.

### 2.2.2.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung findet in allen festen sowie ruhenden flüssigen oder gasförmigen Stoffen bei Vorliegen eines Temperaturgradienten statt. Hierbei wird der Energietransport aufgrund von molekularen Wechselwirkungen zwischen Molekülen unterschiedlicher Temperatur ausgelöst. Je höher die Temperatur eines Stoffes, desto größer ist die kinetische Energie, mit der sich die



Moleküle um ihre Ruhelage herumbewegen. Durch Stöße wird die Energie zwischen unterschiedlichen Molekülen übertragen. In Metallen wird thermische Energie außerdem durch freie Elektronen transportiert. Das Fouriersche Gesetz beschreibt die Wärmestromdichte infolge von Wärmeleitung.

$$\dot{q}_L = -\lambda \cdot \nabla T \quad \text{Gl. 2-4}$$

Bei reiner Wärmeleitung hängt die sich einstellende Wärmestromdichte  $\dot{q}$  also lediglich von dem Temperaturgradienten  $\nabla T$  sowie einer einzelnen Stoffeigenschaft, der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  ab. Da die Wärmeleitung auf molekularen Wechselwirkungen beruht, ist die Wärmeleitfähigkeit von Feststoffen in der Regel höher als die von Flüssigkeiten, deren Wärmeleitfähigkeit über der von gasförmigen Stoffen liegt. Des Weiteren zeigt die Wärmeleitfähigkeit eine Abhängigkeit von Temperatur und Druck, welche bei gasförmigen Stoffen am stärksten ausgeprägt ist.

Für den beispielhaften Fall von stationärer Wärmeleitung durch eine ebene Wand der Dicke  $\delta_W$  lässt sich unter Annahme verschiedener Vereinfachungen eine analytische Lösung ableiten. Hierbei wird von adiabaten Seitenflächen ausgegangen, was zu eindimensionaler Wärmeleitung in Normalenrichtung der Querschnittsfläche  $A$  der Wand führt. Außerdem werden konstante Wandtemperaturen  $T_1$  und  $T_2$  sowie eine temperaturunabhängige und konstante Wärmeleitfähigkeit vorausgesetzt. Für den Wärmestrom  $\dot{Q}$  durch eine Wand mit den genannten Eigenschaften ergibt sich somit der folgende Zusammenhang.

$$\dot{Q}_{L,W} = \frac{\lambda}{\delta_W} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad \text{Gl. 2-5}$$

### 2.2.2.2 Konvektiver Wärmeübergang

In einem strömenden Medium wird der Energietransport als Konvektion bezeichnet und basiert grundsätzlich auf Wärmeleitung mit einer gleichzeitigen Bewegung des Mediums. Es wird zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden. Im Falle von erzwungener Konvektion wird die Bewegung des Mediums durch äußere Kräfte, beispielsweise durch Pumpen, hervorgerufen, während die freie Konvektion auf Kräfte innerhalb des Fluides zurückzuführen ist. Hier sind Dichteunterschiede aufgrund von Temperaturdifferenzen oder Konzentrationsgradienten innerhalb von Mischungen als Ursachen zu nennen.

Der Konvektive Wärmeübergang beschreibt die Wärmeübertragung zwischen dem strömenden Medium und der die Strömung begrenzenden Wand. Dies ist besonders bei der Berechnung von Wärmeübertragern entscheidend, wenn Wärme zwischen zwei Fluiden übertragen wird, die durch eine Wand getrennt sind. In Wandnähe bilden sich innerhalb des Fluides eine thermische sowie eine Strömungsgrenzschicht aus, in denen große Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten auftreten. Neben der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid (fernab der Wand)

ist die Wärmestromdichte daher von dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  abhängig. Dieser fasst die komplexen Abhängigkeiten von der Gestalt des Geschwindigkeits- und Temperaturprofils zusammen.

$$\dot{q}_K = \alpha \cdot (T_W - T_{Fl}) \quad \text{Gl. 2-6}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient ist von den temperaturabhängigen Stoffwerten des Fluides, den Prozessparametern der Strömung sowie der Geometrie und der Oberflächenrauheit der Wand abhängig und kann für viele Anwendungsfälle aus empirisch ermittelten Korrelationen bestimmt werden [Ste13a]. Hieraus ergeben sich Zusammenhänge nach Ähnlichkeitsgesetzen, die beispielsweise für laminare oder turbulente Strömungen sowie für die bei Phasenübergängen wie Kondensation oder Sieden auftretenden Effekte gelten. Die dimensionslose Nusselt-Zahl  $Nu$  repräsentiert hierbei den Wärmeübergangskoeffizienten mit der charakteristischen Länge  $L$  und der Wärmeleitfähigkeit.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = f(Re, Gr, Pr) \quad \text{Gl. 2-7}$$

Die Nusselt-Zahl ergibt sich hierbei als Funktion der Prandtl-Zahl  $Pr$  und der Reynolds-Zahl  $Re$  bei erzwungener sowie als Funktion der Prandtl- und der Grashof-Zahl  $Gr$  bei freier Konvektion. Die Reynolds-Zahl repräsentiert hierbei das Verhältnis von Trägheits- zu den Reibungskräften innerhalb der Strömung, während im Falle freier Konvektion die Grashof-Zahl das Verhältnis von Auftriebskräften zu den Trägheits- und Reibungskräften beschreibt. Bei der Prandtl-Zahl handelt es sich um eine stoffspezifische Größe, welche für das Verhältnis von kinematischer Viskosität  $\nu$  und Temperaturleitfähigkeit  $a$  des Fluides steht.

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Gl. 2-8}$$

$$\text{mit } a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Die Prandtl-Zahl stellt somit ein Maß für das Verhältnis der Dicken von Strömungs- und thermischer Grenzschicht dar und verknüpft damit das Geschwindigkeits- mit dem Temperaturfeld. Eine ausführliche Beschreibung der Berechnungsgrundlagen für unterschiedliche geometrische und strömungsmechanische Randbedingungen findet sich in [VDI13].

### 2.2.2.3 Wärmestrahlung

Bei auftretender Wärmestrahlung wird die Wärme durch elektromagnetische Wellen transportiert, sodass anders als bei Wärmeleitung und Konvektion kein stofflicher Träger für diese Art des Wärmetransports erforderlich ist. Jeder Körper emittiert Wärmestrahlung, sobald seine

Temperatur über dem absoluten Nullpunkt liegt. Die Wärmestromdichte, die von einem realen Körper durch Strahlung ausgeht, berechnet sich nach folgender Gleichung.

$$\dot{q}_S = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \text{Gl. 2-10}$$

Der Emissionsgrad  $\varepsilon$  beschreibt das Vermögen eines Körpers, Strahlung abzugeben. Für einen Emissionsgrad von  $\varepsilon = 1$  wird von einem schwarzen Körper gesprochen, von dem eine maximale Strahlung ausgeht. In diesem Fall definiert die Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$  die proportional zur vierten Potenz der Oberflächentemperatur von einem schwarzen Körper ausgehende Wärmestromdichte. In der Praxis gilt für reale Körper grundsätzlich  $0 \leq \varepsilon < 1$  wobei der Emissionsgrad unter anderem von der Oberflächenbeschaffenheit sowie dem Material des Körpers abhängig ist [Ste13a].

#### 2.2.2.4 Wärmeübertragernetzwerke

In technischen Prozessen kann es häufig dazu kommen, dass mehrere voneinander unabhängige Prozessströme aufgeheizt und im Anschluss wieder abgekühlt werden müssen oder gleichzeitig konstante Aufheiz- oder Abkühlprozesse stattfinden. Die hierzu erforderlichen externen Heiz- und Kühlleistungen lassen sich durch den Einsatz von zusätzlichen Wärmeübertragern reduzieren, indem Wärme von abzukühlenden auf aufzuheizende Prozessströme übertragen wird. Das entstehende Netzwerk von verknüpften Prozessströmen wird als Wärmeübertragernetzwerk bezeichnet. Die Struktur eines solchen Netzwerkes resultiert aus den Betriebsparametern, wie den Temperaturen und Masseströmen der einzelnen Prozessströme sowie verfügbaren Heiz- und Kühlmitteln. Diese Struktur muss neben der Ausführung der Wärmeübertrager in vorgeschriebenen Grenzen so bestimmt werden, dass die Zieltemperaturen der Prozessströme bei minimalen Kosten für Bau und Betrieb erreicht werden [RS+13].

Der Entwurf des Fließschemas mit Hilfe der Pinch-Methode hat in der Praxis weite Verbreitung gefunden. Hierzu wird zunächst zwischen kalten und heißen Strömen, also Strömen mit Heiz- oder Kühlbedarf unterschieden. Entsprechend der Start- und Zieltemperaturen sowie des jeweiligen Enthalpiestromes werden Summenkurven gebildet. Diese Summenkurven stellen die auftretenden Wärmemengen und die zugehörigen Temperaturbereiche für sämtliche Wärmequellen und -senken dar. Werden diese Kurven kombiniert, lässt sich durch Definition einer minimalen Temperaturdifferenz, die noch eine sinnvolle Wärmeübertragung zulässt, der Punkt der größten Annäherung beider Kurven definieren, der als Pinch-Punkt bezeichnet wird. Ausgehend von der auf diese Weise erhaltenen Darstellung, können der theoretisch minimale Heiz- und Kühlbedarf des Gesamtprozesses sowie die maximal nutzbare Wärmemenge abgeleitet werden. Außerdem bildet Sie auf Basis mehrerer Grundregeln den Ausgangspunkt für eine systematische Entwicklung eines Wärmeübertragernetzwerkes. Für eine tiefgehende Betrachtung der Berechnungsmethoden von Wärmeübertragernetzwerken und weiteren Einsatzmöglichkeiten der Pinch-Methode sei auf [Kem07, LUBW03, Lin79, RS+13] verwiesen.

Für die Übertragung von Wärme zwischen verschiedenen Prozessströmen ist in der Regel der Einsatz von Wärmeübertragern erforderlich, in denen die Medien räumlich getrennt aneinander vorbeigeführt werden. Der in einem Wärmeübertrager zwischen zwei Medien übertragene Wärmestrom ist von den lokalen Strömungsparametern sowie den baulichen Eigenschaften innerhalb der Übertragergeometrie abhängig.

$$\dot{Q} = c_{p1} \cdot \dot{m}_1 \cdot (\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{1,aus}) = c_{p2} \cdot \dot{m}_2 \cdot (\vartheta_{2,aus} - \vartheta_{2,ein}) \quad \text{Gl. 2-11}$$

Wird für den gesamten Wärmeübertrager ein mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  sowie eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_m$  zwischen den strömenden Fluiden zugrunde gelegt, lässt sich der übertragene Wärmestrom in Abhängigkeit der Übertragungsfläche  $A$  durch die folgende Gleichung beschreiben.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad \text{Gl. 2-12}$$

Der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient beschreibt hierbei den Wärmedurchgang von einem Fluid durch eine feste Wand auf ein anderes Fluid und ist unter anderem von den auftretenden Strömungsverhältnissen, den Eigenschaften der strömenden Medien sowie der Bauform und dem Material des Wärmeübertragers abhängig. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ergibt sich bei konstanten Wärmekapazitäten aus den lokalen Temperaturdifferenzen der beiden Fluide.

$$\Delta\vartheta_m = \frac{1}{A} \cdot \int_A (\vartheta_1 - \vartheta_2) \cdot dA \quad \text{Gl. 2-13}$$

Für Gegenstrom- sowie Gleichstromwärmeübertrager gilt hierbei der folgende Zusammenhang für die örtlichen Temperaturdifferenzen  $\Delta\vartheta_a$  und  $\Delta\vartheta_b$  der Fluide am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers.

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_a - \Delta\vartheta_b}{\ln \frac{\Delta\vartheta_a}{\Delta\vartheta_b}} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Anhand der dargestellten Zusammenhänge lassen sich bereits überschlägige Berechnungen durchführen, um Wärmeübertrager ausgehend von gegebenen Prozessbedingungen auszulegen. Weiterführende Berechnungsmethoden sowie Berechnungsvorschriften für unterschiedliche komplexe Stromführungen werden unter anderem in [BW11, RS+13] behandelt.

Handelt es sich bei den unterschiedlichen Prozessströmen um Ströme gleicher Medien, kann unter Umständen auch eine gezielte Mischung der Ströme anstelle des Einsatzes von Wärmeübertragern realisierbar sein. Kommt es zu einer Mischung von Stoffströmen unterschiedlicher Temperatur, bei der keine Änderung von Aggregatzuständen auftritt, lässt sich die resultierende Temperatur der Mischung  $T_M$  anhand der Richmannschen Mischungsregel bestimmen.

$$T_M = \frac{m_1 \cdot c_1 \cdot T_1 + m_2 \cdot c_2 \cdot T_2}{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2} \quad \text{Gl. 2-15}$$

Die potentielle Reduktion der benötigten Heiz- und Kühlmittel erfordert beim Einsatz von Wärmeübertragernetzwerken jedoch grundsätzlich zusätzliche Apparate und führt damit zu erhöhten Investitionskosten. Eine kritische Betrachtung des Verhältnisses von Kosten zu Nutzen eines solchen Netzwerkes ist daher unerlässlich.

### 3 Entwicklung eines Extrusionssystems mit integriertem Wärmemanagement

Im Folgenden wird ein Ansatz vorgestellt, welcher das Ziel verfolgt, eine Steigerung des Prozessverständnisses mit Hinblick auf die thermischen Effekte im Wechselspiel von Prozess und temperierter Zylinderwand zu ermöglichen sowie die Möglichkeit eines prozessinternen Managements von Wärmeströmen im Extrusionsprozess zu schaffen. Hierzu wird eine möglichst exakte Bilanzierung der in den einzelnen Zonen zwischen Temperiersystem und Prozess übertragenen Wärmemenge angestrebt, welche außerdem eine Beurteilung der Sinnhaftigkeit der eingestellten Solltemperaturen erlaubt und es gleichzeitig ermöglicht, eine potentielle prozessinterne Nutzbarkeit von Abwärme zu identifizieren. Um diese Energiebilanzierung für jede einzelne Temperierzone zu realisieren, ist es notwendig, die auftretenden Energieströme zu erfassen und zentral zu analysieren.

Im Falle einer elektrisch beheizten und mit Luft gekühlten Zylinderzone ist eine Erfassung der eingebrachten Heizenergie über die Widerstandsheizbänder mit einer Messung der elektrischen Leistung und Aufzeichnung der Einschaltdauer des jeweiligen Heizbandes realisierbar. Für eine Auswertung der konvektiven Kühlung mittels Umgebungsluft ist jedoch der über den Zylinder geleitete Luftmassenstrom sowie die Temperaturdifferenz zwischen angesaugter Umgebungsluft und abgeführter Abluft zu erfassen. Unter den am Extrusionszylinder gegebenen Umgebungsbedingungen mit üblichen Heiz-/ Kühlkombinationen ist diese Erfassung jedoch mit ausreichender Genauigkeit und für die Funktion der Gebläse vertretbarem Druckverlust kaum zu realisieren. Die Eignung des Mediums Luft für eine potentielle Übertragung aufgenommener Prozessenergie zwischen verschiedenen Temperierzonen ist aufgrund der durch die geringe Wärmekapazität erforderlichen sehr großen Massenströme und die vergleichsweise geringe Temperatur außerdem als äußerst begrenzt einzustufen.

Um eine Erfassung der Energieströme zu ermöglichen und im Kühlfall abgeführte Prozessenergie in einem geeigneten Medium übertragbar zu machen, sollen die in der Praxis verbreiteten elektrischen Heiz-/ Kühlkombinationen im Rahmen eines Laborextrusionsprüfstandes durch eine Flüssigkeitszylindertemperierung ersetzt werden. Dieses Temperiersystem soll analog zu Heiz-/ Kühlkombinationen ebenfalls über mehrere unabhängig voneinander regelbare Zonen verfügen, um grundsätzlich die gleiche Funktionalität einer herkömmlichen elektrischen Temperierung zu gewährleisten. Um ein möglichst breites Temperaturspektrum für den Einsatz des Systems zu garantieren, wird hier eine Temperierung mittels Thermalöl angestrebt, welche beim Einsatz geeigneter Komponenten Temperaturen von bis zu 350 °C ermöglicht. Das hier realisierte System wird für Temperaturen bis 300 °C ausgelegt. Durch eine Messung der Fluidtemperaturen vor und nach dem Durchströmen der Zylinderzonen wird außerdem bei bekanntem Volumenstrom eine Bilanzierung der zwischen Temperiermedium und Zylinder übertragenen Wärme und somit eine Aussage über die zonenweise vom Prozess aufgenommene oder abgegebene Wärme bei den jeweiligen Solltemperaturen ermöglicht. Des Weiteren soll eine

interne Nutzung der bisher über Lüfter abgeführten Wärme innerhalb des Prozesses über entsprechende Wärmeübertragung zwischen verschiedenen Zylinderzonen ermöglicht werden. In den nachfolgenden Untersuchungen soll die Minimierung des Gesamtenergieeintrages in das System unter der Berücksichtigung geeigneter Betriebspunkte evaluiert werden.

### 3.1 Konzeptentwicklung des Temperiersystems

Das zuvor beschriebene flüssigkeitsbasierende Temperiersystem erfordert den Aufbau eines hydraulischen Netzwerkes von Fluidkreisläufen. Grundsätzlich wird in den einzelnen Zylinderzonen, in Abhängigkeit der sich im Prozess einstellenden Temperaturen an der Zylinderwand sowie der Vorlauftemperatur des Fluides, durch das Temperiermedium Wärme aufgenommen oder abgegeben. Es ergeben sich folgende Anforderungen an das zu entwickelnde System:

- Netzwerk von Fluidkreisläufen zur Versorgung mehrerer Temperierzonen
- Beheizung, Kühlung und Förderung des Temperiermediums
- Unabhängige Definition individueller Vorlauftemperaturen in allen Zylinderzonen
- Bereitstellung des Temperiermediums auf mindestens zwei Temperaturniveaus
- Bilanzierung der übertragenen Wärme in jeder Zylinderzone
- Kopplung von Kreisläufen zur zonenübergreifenden Wärmeübertragung

Im Bereich der Flüssigkeitstemperierung existieren auch in Extrusionsanwendungen unterschiedliche Patente, welche ähnliche Problemstellungen behandeln. Verschiedene Ansätze zur Regelung von Wärmeströmen, die zwischen einem Temperiermedium und mehreren Zonen übertragen werden, werden in [MDL89] beschrieben. Hierzu wird der Volumenstrom für jede Zone unabhängig durch eine Pumpenregelung, Ventilregelung oder Ventil- und Bypassregelung variiert, während lediglich eine zur Verfügung stehende Medientemperatur für alle Zonen von einem Heiz- und einem Kühlaggregat geregelt wird. Der in den Zonen übertragene Wärmestrom wird durch die Variation des Volumenstromes angepasst. Hierzu kommen entweder für jede Zone separate Pumpen oder eine globale Pumpe zum Einsatz. Im Falle einer globalen Pumpe werden die parallelen Volumenströme der einzelnen Zonen durch separate Ventile definiert. Zur Beibehaltung von konstanten Volumenströmen in jeder Zonenleitung können zusätzliche Bypässe vorgesehen werden, über die die nicht benötigten Volumenstromanteile der Zonen geleitet werden. Hierzu kommen für jede Zone kombinierte Ventile für Bypass und Zone zum Einsatz.

Die Nutzung von aufgenommener Abwärme innerhalb des Extrusionsprozesses wird bereits in [Web75] beschrieben. Durch eingebrachte Nuten wird der Zylinder als Wärmetauscher ausgeführt und jeweils zwei Zylinderzonen über Leitungen miteinander verbunden, sodass Wärme über ein Medium von einer zu kühlenden Zone zu einer zu beheizenden Zone übertragen werden kann. Der Transport des Mediums kann, wie bereits im Vorfeld beschrieben, durch das

Thermosiphonprinzip erfolgen. Anders als bei den in Kapitel 2.1.2.1 beschriebenen geschlossenen Systemen, lässt sich die übertragenen Wärme hier jedoch auch gezielt steuern, indem in die Leitungen Ventile integriert werden oder die Umwälzung des Wärmeträgers durch eine Pumpe erzeugt wird, was im Falle einer drehzahlvariablen Pumpe eine gezielte Definition des Volumenstromes ermöglicht. Die zugrundeliegenden Medientemperaturen ergeben sich jedoch aus den Prozessbedingungen und sind nicht frei definierbar. Das System erfordert daher in jedem Fall zusätzliche Heiz- und gegebenenfalls erweiterte Kühleinrichtungen und gestaltet sich aus diesem Grunde relativ unflexibel.

Ein komplexes System, das beliebig viele unabhängig definierbare Temperierzonen erlaubt und auf jeweils einem zentralen Kaltwasser-, Warmöl- und Heißölkreislauf basiert, wird in [Rie84] vorgestellt. Der Kaltwasserkreislauf wird permanent auf eine vordefinierte Kaltwassertemperatur temperiert. Das Warmöl ist elektrisch beheizbar und über einen Wärmetauscher durch den Kaltwasserkreislauf kühlbar. Der Heißölkreislauf ist lediglich beheizbar und mit dem Warmölkreislauf über eine Drosselstelle verbunden. Eine Temperierzone wird durch Anpassung der Durchflussmenge im Bypass des Kaltwasserkreislaufes gekühlt. Die anderen Zonen werden mit einem konstanten Durchfluss bei einer einstellbaren Temperatur versorgt, die durch definierte Volumenstromanteile aus dem Warm- und Heißölkreislauf über Mischventile eingeregelt wird. Diese Mischung von Öl auf zwei Temperaturniveaus ist aus energetischer Sicht nicht sinnvoll, da der Heißölstrom auf diese Weise gegebenenfalls auf ein zu hohes Niveau aufgeheizt und dann durch Mischung wieder abgekühlt wird. Auch die Rückläufe der heißen Zonen werden gemischt, sodass eine definierte effizienzsteigernde Kopplung nicht ermöglicht wird.

Ein ähnlicher Ansatz wird in [DRH16, RH+14] beschrieben. Hier wird jedoch zusätzlich ein Wechsel des Energieträgers zu einer gasbasierten Beheizung oder aus Kraftwärmekopplung gewonnener Wärme thematisiert. Über ein Thermoöltemperiersystem wird eine zentrale Wärmequelle genutzt, um für mehrere Extruder und Zylinderzonen Heiz- und Kühlmöglichkeiten zur Verfügung zu stellen. Die Anbindung an den Plastifizierzylinder erfolgt mittels nachrüstbarer Manschettenpaare die über separate Versorgungseinheiten mit heißem oder kaltem Temperiermedium versorgt werden. Es existiert ein gemeinsamer Vorlaufspeicher, der durch die Verbindung mit einem Nacherhitzer einen Medienstrom auf hohem Temperaturniveau zur Verfügung stellt. Gleichzeitig ist ein Kältespeicher vorgesehen, der über einen zusätzlichen Wasserkühler einen kalten Medienstrom bereitstellt. Die einzelnen Versorgungseinheiten an den Zylinderzonen beziehen über bidirektional arbeitende Pumpen entsprechend ihrem Heiz- oder Kühlbedarf, das Medium aus einem der beiden Speicher. Im Anschluss werden alle Medienströme einem zentralen Rücklaufspeicher zugeführt und von dort entsprechend durch den Warm- oder Kaltkreislauf entzogen. Laut [DRH16] kann für das System im Vergleich zu einer herkömmlichen elektrischen Temperierung eine Verringerung des Primärenergiebedarfes nachgewiesen werden, welche jedoch auch aus einer zusätzlichen Isolation der Zylinderoberfläche resultiert. Durch die Tatsache, dass das Temperiermedium aller angeschlossenen Heiz- und

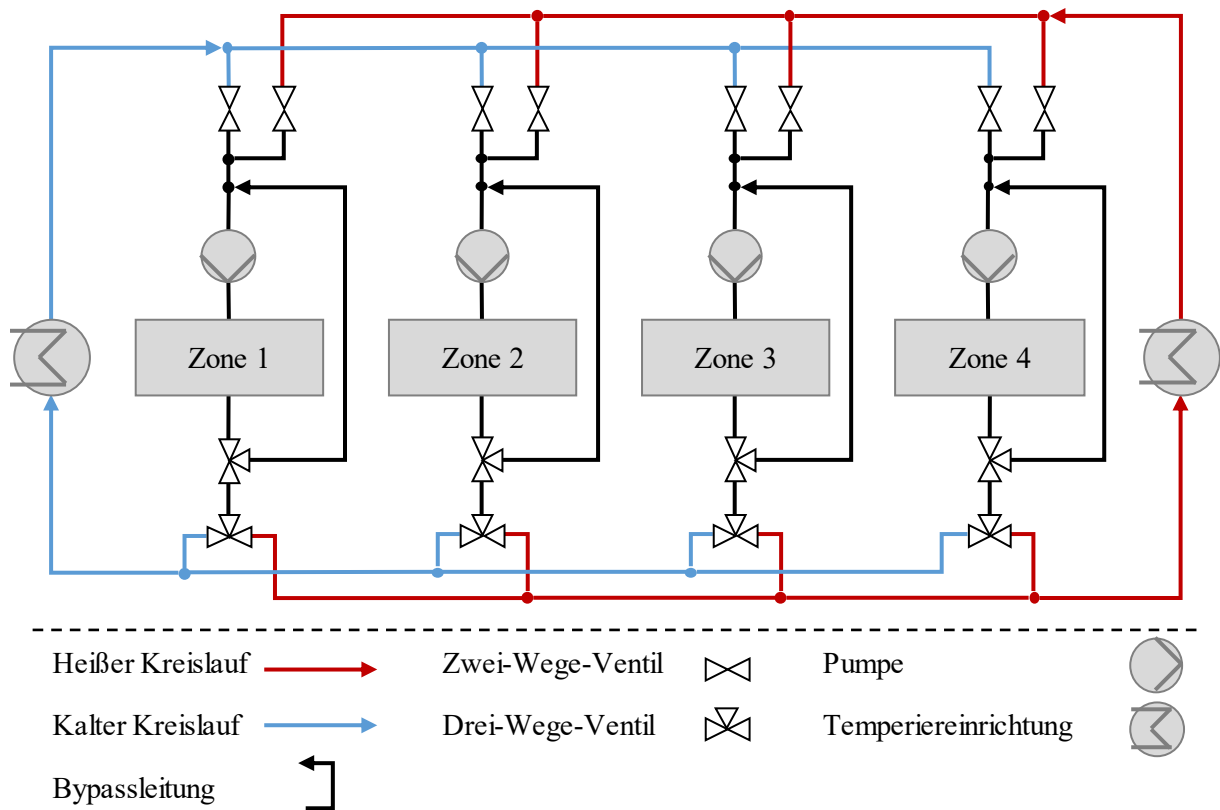


Kühlelemente zunächst in einen gemeinsamen Rücklaufspeicher geführt wird, findet eine Mischung unabhängig von den vorliegenden Temperaturniveaus statt. Dies kann bei ungünstigen Prozesszuständen zu einem deutlich erhöhten Gesamtenergiebedarf führen. Außerdem stehen nur zwei Temperaturniveaus zur Verfügung, sodass sich keine frei definierbaren Vorlauftemperaturen für unterschiedliche Zonen und Anlagen realisieren lassen.

Aufbauend auf den im Vorfeld vorgestellten Ansätzen wird im Folgenden ein Konzept entwickelt, das einzelne Punkte der bereits existierenden Systeme aufgreift und die gestellten Anforderungen an die angestrebte Zylindertemperierung erfüllt. Die Temperierung der Zylinderzonen soll im vorliegenden Fall durch eine für jede Zone frei definierbare Vorlauftemperatur bei konstantem Volumenstrom erfolgen. Um diese Volumenströme sowie eine flexible Kombinationsmöglichkeit für mehrere Zylinderzonen zur Verfügung zu stellen, wurden mehrere Konzepte mit unterschiedlicher Komplexität erarbeitet. Diese unterscheiden sich in der Flexibilität der Kombinationsmöglichkeiten sowie in den Anforderungen an die erforderlichen Hardwarekomponenten. Die Übertragung von Wärme zwischen mehreren Kreisläufen sowie das Einstellen von Volumenströmen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus kann zum einen durch die gezielte stoffliche Vermischung mehrerer Volumenströme oder durch das Koppeln dieser mittels Wärmeübertragern realisiert werden. Eine hochgradig flexible Verschaltung aller Zonen zu ermöglichen, erfordert die Verbindung jedes Rücklaufes mit jedem beliebigen Vorlauf. Dies ist notwendig, da in diesem Fall das Wärmeübertragernetzwerk analog zur der im Vorfeld vorgestellten Pinch-Methode, individuell für variierende Systembedingungen dynamisch anzupassen ist. Über globale Heiz- und Kühlkreisläufe werden bedarfsgerecht Volumenströme zu- und abgeführt, um Heiz- und Kühlbedarfe zu decken, die nicht durch die Kopplung der Zonen untereinander bedient werden können. Eine stellbare Verbindung jeder Zone zueinander und zusätzliche Verbindungen zu zwei globalen Kreisläufen führen abhängig von der Anzahl der Temperierzonen zu einer Vielzahl von erforderlichen Knotenpunkten. Da alle Knotenpunkte entsprechend der Erfordernisse bei vorliegenden Prozessbedingungen flexibel ansteuerbar sein müssen, erfordert dies sowohl bei einer direkten Mischung der Stoffströme als auch bei einer Kopplung mittels Wärmeübertragern, einen enormen hardwaretechnischen Aufwand in Form von komplexen Ventilanordnungen. Eine vollkommen flexible Umsetzbarkeit von Wärmeübertragernetzwerken bei variablen Prozessbedingungen würde jedoch einen solch komplexen Aufbau erfordern.

In der nachfolgenden Abbildung 3-1 ist ein Konzept schematisch dargestellt, das eine deutliche Reduktion der erforderlichen Komponenten bietet und gleichzeitig jedoch eine flexible Kombinationsmöglichkeit der Zonen erlaubt. Auf eine direkte Verknüpfung der Zonenvor- und Rückläufe untereinander wird hier verzichtet. Das System verfügt über zwei globale Temperiereinrichtungen, die jeweils einen Ölvolumenstrom auf unterschiedlichem Temperaturniveau zur Verfügung stellen und über Heiz- sowie Kühlfunktionalität verfügen. Die Temperaturniveaus entsprechen dabei der minimalen und der maximalen Solltemperatur der Zylinderzonen. Jede Temperierzone ist mit beiden globalen Kreisläufen verbunden. Abhängig davon, ob Heiz-

oder Kühlbedarf besteht, wird jedoch immer nur eines der beiden Ventile geöffnet, sodass hier keine Mischung der globalen Kreisläufe nötig ist. Die individuellen Vorlauftemperaturen der einzelnen Zonen werden durch die Rückführung eines Anteils des Rücklaufes in einem Bypass realisiert. Der aus dem globalen Kreislauf benötigte Volumenstrom wird somit auf den Anteil reduziert, der zum Ausgleich der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf erforderlich ist. Dies führt außerdem zu einer Minimierung der globalen Verluste durch Mischung von Temperiermedium auf unterschiedlichen Temperaturniveaus, da auch der in die globalen Kreisläufe zurückgeführte Volumenstrom minimiert wird.



**Abbildung 3-1:** Mischkonzept mit Bypässen sowie globalen Heiz- und Kühlkreisläufen

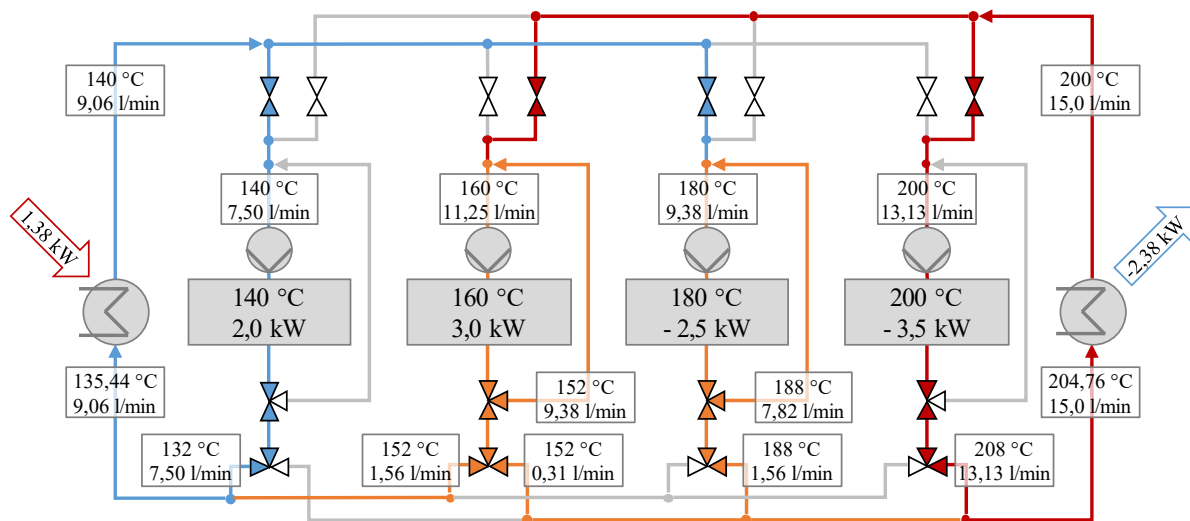
Jede Zone verfügt über eine Pumpe, die den erforderlichen Volumenstrom erzeugt. Der Volumenstrom kann als konstanter Wert für alle Zonen vorgegeben oder in Abhängigkeit von der mit dem Prozess ausgetauschten Wärme bestimmt werden. Hierzu wird eine maximale Temperaturdifferenz für das die Zone durchströmende Öl definiert, welche nicht überschritten werden soll. Der erforderliche Volumenstrom berechnet sich im Anschluss nach folgender Gleichung.

$$\dot{V}_Z = \frac{\dot{Q}_Z}{c_{p,\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot \Delta T_{\text{öl}}} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Der Volumenstrom, der über den Bypass zurückgeführt wird, ergibt sich nach der Richmannschen Mischungsregel (Gl. 2-15) unter Annahme von konstanter Dichte und Wärmekapazität des Wärmeträgers entsprechend Gl. 3-2.

$$\dot{V}_{BP} = \dot{V}_Z \cdot \frac{T_{Z,vor} - T_{global}}{T_{Z,rück} - T_{global}} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Die Zuordnung der Rückläufe der Zonen zu den beiden globalen Kreisläufen erfolgt anhand der jeweiligen Rücklauftemperaturen. Die kältesten Rücklaufvolumenströme werden bis zum Erreichen des globalen Volumenstromes dem kalten Kreislauf zugeführt. Alle heißeren Volumenströme sowie der verbleibende Anteil eines der Rückläufe werden dem Heißkreislauf zugeordnet. Dies führt zu einem konstanten Füllstand beider Temperiereinrichtungen, erlaubt jedoch trotzdem bei Bedarf einen Austausch des Temperiermediums zwischen den beiden globalen Kreisläufen. Die folgende Abbildung 3-2 stellt einen vereinfachten und frei gewählten Beispielfall für die Schaltung des Systems dar. Die Berechnung erfolgt mit konstanten Stoffwerten des verwendeten Wärmeträgers bei 180 °C nach Anhang 8.1 sowie unter Vernachlässigung sämtlicher Verluste und hydraulischer Komponenten. Als Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf wird ein aus der Erfahrung geltender akzeptabler Wert von 8 °C vorgegeben. Durch ein steigendes Temperaturprofil und Heizbedarf in den ersten beiden sowie Kühlbedarf in den hinteren Zonen, werden Prozessbedingungen definiert, die eine Kopplung der Zonen untereinander erlauben.



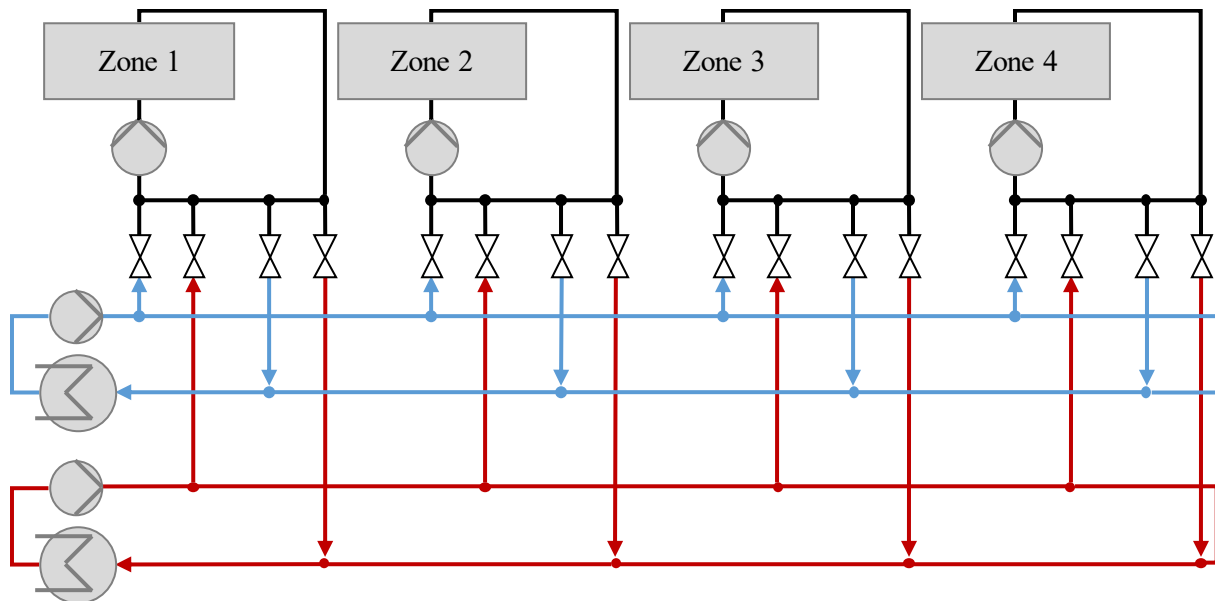
**Abbildung 3-2:** Mischkonzept mit Bypässen sowie globalen Heiz- und Kühlkreisläufen – Beispiel

Für den angenommenen Betriebspunkt wurde ein prozessseitiger Gesamtheizbedarf von 5 kW und ein Gesamtkühlbedarf von 6 kW vorgegeben. Durch die dargestellte Verschaltung der unterschiedlichen Volumenströme ergibt sich ein resultierender Heizbedarf von 1,38 kW im Kaltkreis sowie ein Kühlbedarf von 2,38 kW im Heißkreis, was einer Reduktion von 72,4 bezie-

hungsweise 60,3 % entspricht. Diese enorme Verringerung ist auch auf die Wahl eines geeigneten Beispielfalls zurückzuführen. In der Realität hängt die Anwendbarkeit des Konzeptes immer von den sich einstellenden Prozessbedingungen ab. Besonders entscheidend für die prozessinterne Nutzbarkeit sind die Temperaturniveaus, auf denen die Wärme aufgenommen oder abgegeben wird, da eine gezielte Übertragung aufgenommener Prozesswärme nur entsprechend der Temperaturdifferenz gerichtet erfolgen kann.

In dem zuvor beschriebenen System wird das Temperiermedium, je nach vorliegendem Fall, auch zwischen dem Heiß- und dem Kaltkreislauf ausgetauscht. Dies ist für die Reduktion der global anfallenden Heiz- und Kühlleistung zwingend erforderlich. Da die Einstellung der Volumenströme in den Verteilventilen mit einer begrenzten Genauigkeit erfolgt und auch die Volumenstrommessung auf hohen Temperaturniveaus mit großem Aufwand verbunden ist, kann dies jedoch in der Praxis dazu führen, dass den Kreisläufen nicht die gleichen Volumenströme entnommen und zurückgeführt werden. Um einen störungsfreien Betrieb sicherzustellen, muss daher eine zusätzliche Ausgleichsmöglichkeit zwischen den globalen Kreisläufen geschaffen werden. Da sich außerdem die über die globalen Heiz- und Kühleinheiten geleiteten Volumenströme nur aus den jeweiligen Bedingungen der Temperierzonen ergeben, resultiert hier die Anforderung, dass bei Heizbedarf ein Mindestvolumenstrom sichergestellt wird, der ein Überschreiten der maximalen Filmtemperatur des Wärmeträgers verhindert. Diese Anforderungen führen zu einem großen mess- und regelungstechnischen Aufwand zur Umsetzung des vorgestellten Systems.

Ein am Markt verfügbares Konzept zur Realisierung mehrerer unabhängiger Temperierkreisläufe, die bei Heiz- und Kühlbedarf bedarfsgerecht über globale Kreisläufe gespeist werden, ist in Abbildung 3-3 dargestellt. Jede Zone verfügt über eine eigene Pumpe und ist über jeweils ein Stellventil im Vorlauf mit den globalen Heiz- und Kühlkreisläufen verbunden. Im Rücklauf erfolgt die Verbindung über Auf/Zu-Ventile. Die globalen Heiz- und Kühlkreisläufe verfügen ebenfalls über eigene Pumpen, sodass ein ständiger Umlauf des Temperiermediums sichergestellt wird. Dies begründet jedoch einen Anstieg der erforderlichen Anzahl von Pumpen im System. Einer der globalen Kreisläufe wird ausschließlich zum Kühlen und der andere ausschließlich zum Heizen verwendet. Durch die klare Zuordnung ist jeweils nur ein Kühler oder eine Heizung erforderlich. Im vorangegangenen Konzept ist in beiden Kreisen Heiz- und Kühlfunktionalität vorzusehen. Entsprechend des vorliegenden Heiz- oder Kühlbedarfs in den Temperierkreisen der Zonen, wird diesen entweder Warm- oder Kaltöl aus den globalen Kreisen über Stellung der Ventile zugeführt. Eine Mischung des Öls im Zonenvorlauf findet daher auch hier bedarfsgerecht statt. Durch die Anordnung kann außerdem sichergestellt werden, dass die im Vorlauf entnommene Ölmenge immer auch exakt im Rücklauf zurückgeführt wird.



**Abbildung 3-3:** Mischkonzept ohne Medien austausch zwischen Heiz- und Kühlkreis

In dem dargestellten Konzept ist eine Kopplung der einzelnen Kreisläufe untereinander nicht vorgesehen. Eine Mischung von Volumenströmen zwischen den Kreisen führt analog zu dem im Vorfeld vorgestellten Konzept zu einem Anstieg des erforderlichen Hardware- sowie Mess- und Regelaufwandes und bringt Einschränkungen in der Prozesssicherheit mit sich. Alternativ bietet sich jedoch die Verbindung der Rückläufe mittels Wärmeübertragern an. Hierüber besteht die Möglichkeit, aufgenommene Wärme zwischen den Zonen zu übertragen, bevor das Temperiermedium in die globalen Kreisläufe zurückgespeist wird. Hierzu ist eine definierte Durchströmung eines Wärmeübertragers notwendig, die auch bei stark unterschiedlichen Temperaturniveaus sicherstellt, dass nur die erforderliche Wärmemenge zwischen den Kreisen übertragen wird.

Für die Umsetzung eines Systems im Labor zu Versuchszwecken wird zur Gewährleistung der Realisierbarkeit die Komplexität der Konzepte verringert und angepasst. Besonders ein prozesssicherer Betrieb und eine Umsetzung bei vertretbarem finanziellen Aufwand steht bei der Definition des Versuchsaufbaus im Vordergrund. Das fördert außerdem eine mögliche spätere Übertragung des Systems vom Labor in die Praxis. Eine Kopplung verschiedener Zonen untereinander soll zur Demonstration der Umsetzbarkeit des Konzeptes realisiert werden. Im folgenden Kapitel wird das in einem Labordemonstrator umgesetzte System, welches auf den hier dargestellten Betrachtungen basiert, detailliert beschrieben.

### 3.2 Anlagentechnischer Aufbau des umgesetzten Laborsystems

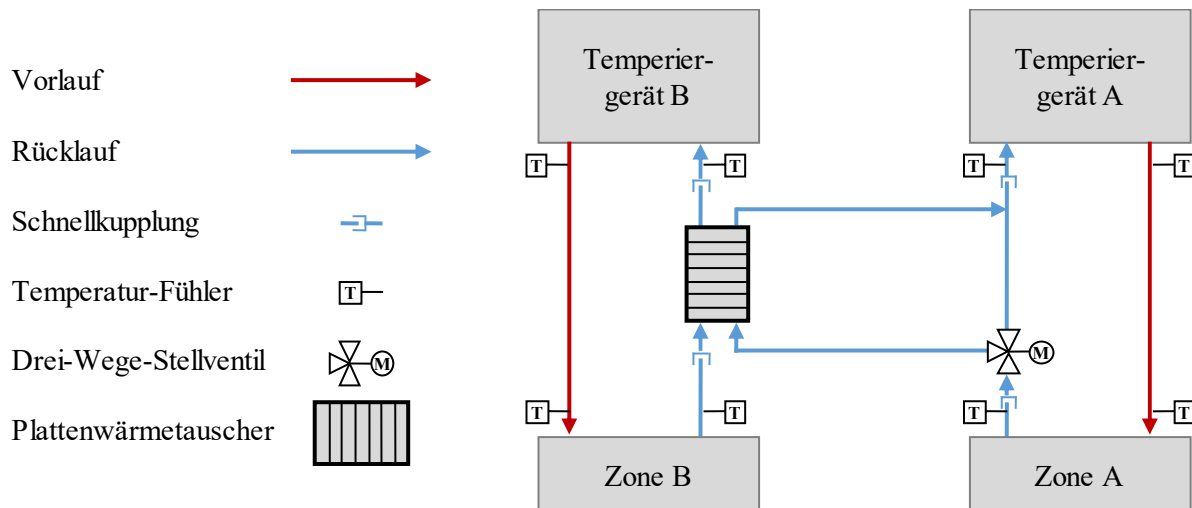
Im Folgenden wird der Aufbau des Temperiersystems dargestellt, welches für die Bereitstellung des Temperiermediums für die Temperierung der anschließend beschriebenen Plastifiziereinheit zum Einsatz kommt und darüber hinaus die Steuerung und Messdatenerfassung des

Temperierprozesses beinhaltet. Die vier in den Zylinder integrierten Temperierkanäle sollen jeweils mit einem Ölvolumenstrom versorgt werden, dessen Temperatur unabhängig von den anderen Zonen definiert werden kann. Außerdem soll eine Bilanzierung der übertragenen Wärme zwischen dem Temperiermedium und dem Extrusionsprozess ermöglicht werden.

Die Übertragung von Wärme zwischen den unterschiedlichen Zonen lässt sich grundsätzlich durch die Vermischung von einzelnen Stoffströmen des Temperiermediums oder durch die thermische Kopplung dieser Stoffströme mit Hilfe von Wärmeübertragern realisieren. Ebenfalls ist die Einstellung der definierten Solltemperaturen für jede einzelne Zone über unabhängige, separat temperierte Ölkreisläufe oder eines der oben genannten Verfahren zur Kopplung von Wärme- oder Stoffströmen auf unterschiedlichen Temperaturniveaus möglich. Im Rahmen der Konzeptfindung wurden unterschiedliche Konzepte vorgestellt, welche variierbare Verschaltungsmöglichkeiten von Medienströmen unterschiedlicher Komplexität vorsehen. Mit Hinblick auf die Realisierbarkeit in einem Laboraufbau wurde ein Konzept ausgewählt, in dem keine Mischung von Stoffströmen vorgesehen ist, da hierdurch ein prozesssicherer Betrieb mit deutlich reduziertem hardwaretechnischem Aufwand möglich ist. Jede einzelne Temperierzone verfügt somit über einen eigenen Ölkreislauf, der über jeweils ein Standardtemperiergerät zur Verfügung gestellt wird. Die zum Einsatz kommenden Temperiergeräte ermöglichen eine variable Einstellung des Volumenstromes, welcher mittels drehzahlvariabler Pumpe und integrierter Volumenstrommessung geregelt wird. Des Weiteren ist eine RS485 Schnittstelle vorhanden, die über das Modbus-Protokoll eine Anbindung der vom Temperiergerät erfassten Messdaten, wie beispielsweise Volumenstrom sowie Vor- und Rücklauftemperatur, in die computergestützte zentrale Steuerung ermöglicht. Die Regelung der Vorlauftemperatur der einzelnen Zylinderzonen geschieht somit unabhängig voneinander im jeweiligen der Zone zugeordneten Temperiergerät über die hier integrierten Temperaturfühler sowie Regeleinrichtungen.

Die potentielle thermische Kopplung jeweils zweier Kreisläufe erfolgt hier in einer Baugruppe, welche im Rücklauf nach den Zylinderzonen und vor dem Wiedereintritt in die jeweiligen Temperiergeräte platziert wird. Die folgende Abbildung 3-4 zeigt den schematischen Aufbau der Verschaltung zweier Temperierzonen. Die beiden Kreisläufe werden hierzu mittels eines Wärmetauschers gekoppelt, der in der Lage ist, die in einem der Kreisläufe aufgenommene Prozesswärme auf den anderen Kreislauf, der einen Wärmebedarf besitzt, zu übertragen. Zum Einsatz kommt hier aufgrund der kompakten Baugröße ein Plattenwärmetauscher. Die mittels eines Wärmetauschers übertragbare Leistung ist im Wesentlichen von der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien, der zur Verfügung stehenden Übertragungsfläche und der Durchflussmenge bzw. der resultierenden Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Werden die beiden Volumenströme vollständig durch den Wärmetauscher geführt, besteht je nach vorliegendem Betriebspunkt die Möglichkeit, eine Erhöhung des globalen Heiz- bzw. Kühlbedarfes hervorzurufen, wenn zu viel Wärme zwischen den Zonen übertragen wird. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn zwischen den gekoppelten Zonen eine sehr hohe Solltemperaturdifferenz vorliegt. Hierdurch würde bei einer Kopplung der Wärmequelle unter Umständen wesentlich

mehr Leistung entzogen, als zuvor vom Extrusionsprozess aufgenommen wurde. Das Temperiergerät, welches ursprünglich die aufgenommene Wärme abgeführt hätte, müsste in diesem Fall zusätzliche Energie über die Heizung in den Prozess einbringen, um die Sollvorlauftemperatur zu erreichen. Dem gekoppelten Kreislauf würde gleichzeitig zu viel Energie hinzugefügt, was zu einem unnötigen Kühlbedarf führen würde.



**Abbildung 3-4:** Schematischer Aufbau der Kopplung zweier Zonen

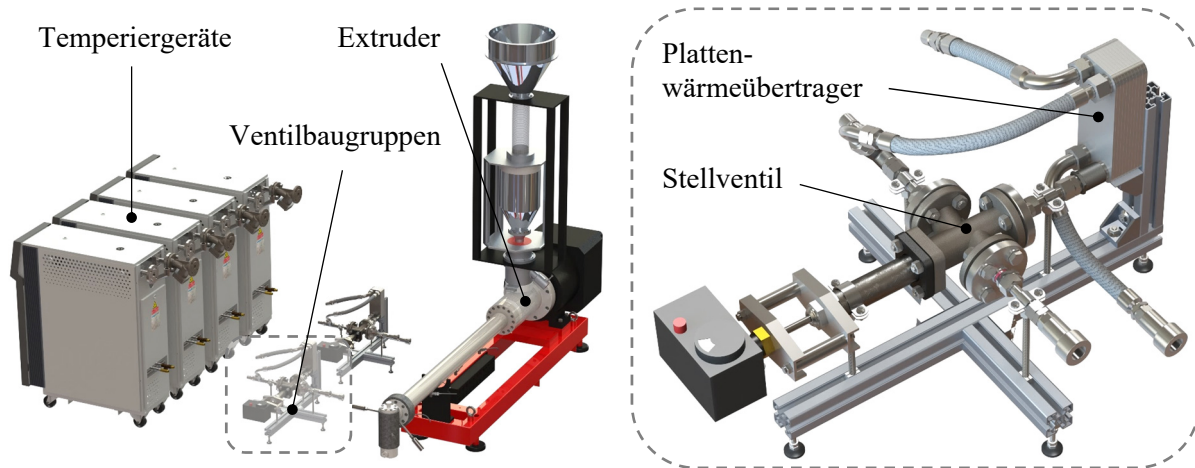
Aufgrund der Tatsache, dass unterschiedliche Solltemperaturniveaus durchaus erwünscht sein können und eine Nutzbarkeit in jedem beliebigen Betriebspunkt sichergestellt werden soll, ist es daher zwingend erforderlich, eine Regulierung der übertragenen Wärmemenge zu ermöglichen. Die Temperaturdifferenz ist hierbei durch die Definition von Solltemperaturen vorgegeben und wird zusätzlich variabel durch den Prozess beeinflusst. Die Übertragungsfläche ist des Weiteren eine bauliche und unveränderliche Grundgröße des verwendeten Wärmetauschers. Die Regulierung der übertragenen Leistung muss daher über eine Veränderung der den Wärmetauscher durchströmenden Ölvolumenströme realisiert werden. Zu diesem Zweck wird in einen der beiden gekoppelten Kreisläufe ein zusätzlicher Bypass eingeführt, welcher es ermöglicht, den von der Temperierzonen kommenden Volumenstrom durch ein motorgetriebenes Drei-Wegeventil gezielt aufzuteilen und teilweise über den Bypass direkt zum Temperiergerät und teilweise über den Wärmetauscher zu führen. Hierdurch lässt sich der Durchfluss durch den Wärmetauscher so regulieren, dass lediglich so viel Leistung übertragen wird, wie entweder in der Wärmesenke benötigt oder von der Wärmequelle bereitgestellt wird. Hierbei ist es ausreichend, lediglich den Durchfluss eines der beiden gekoppelten Kreisläufe zu regulieren, da die maximale Leistungsübertragung durch die maximale Leistungsaufnahme- oder Leistungsabgabefähigkeit einer Seite begrenzt ist. Diese ist wiederum durch die maximale Temperaturdifferenz begrenzt. Bei großen Durchflussdifferenzen zwischen beiden Seiten nähert sich also die Seite des geringeren Durchflusses sehr stark der Eintrittstemperatur der anderen Seite an, während an der Seite des höheren Durchflusses nur eine geringe Temperaturänderung eintritt. Die

insgesamt übertragene Leistung wird also entsprechend begrenzt. Die an den Zonen vorgesehenen Temperaturfühler stellen Widerstandsfühler dar, die zur Bilanzierung der im Prozess übertragenen Wärmemengen direkt am Plastifizierzylinder eingesetzt werden. Bei den Temperaturfühlern an den Temperiergeräten handelt es sich hingegen um interne Fühler, welche die Vor- und Rücklauftemperatur des Öles innerhalb der Temperiergeräte messen. Die Vorlauftemperaturfühler der Temperiergeräte dienen außerdem als Regelfühler für die eingestellte Solltemperatur des Öles für die vier Zylinderzonen. Das Gesamtsystem für alle vier Zonen besteht aus zwei identischen Einzelsystemen mit je einer Kopplung zweier Zonen. Diese Kopplung ist über Schnelldkupplungen frei konfigurierbar.

Die Realisierung der zuvor beschriebenen Begrenzung der übertragenen Wärmemenge erfolgt hierbei über eine Regelung der Rücklauftemperatur des Temperiergerätes innerhalb des Ventilkreislaufes (hier A). Während der Ölvolumenstrom im Rücklauf von Zone B vollständig über den Wärmetauscher geführt wird, lässt sich der Volumenstrom im Kreislauf A mittels des Ventils zu beliebigen Anteilen auf Wärmetauscher und Bypass aufteilen. Das Ventil verfügt über einen elektrischen Stellantrieb, der zwecks Definition der Ventilstellung über eine Eingangsspannung von 0 bis 10 V angesprochen werden kann. Die Ventilstellung nimmt hierbei über den entsprechenden Anteil des Gesamtvolumenstromes, der über den Wärmetauscher geführt wird, direkten Einfluss auf die hier übertragene Wärmemenge. Wie zuvor erwähnt, dient die Rücklauftemperatur von Temperiergerät A hier als Regelgröße. Um die angestrebte Kopplung zweier Temperierzonen mit dem Ziel der Minimierung des Heiz- bzw. Kühlbedarfes zu realisieren, soll in der geregelten Zone die im Temperiergerät zu- oder abgeführte Leistung minimiert werden. Als Führungsgröße wird somit die Sollvorlauftemperatur von Temperierzone A herangezogen. Im idealisierten, verlustfreien Betriebsfall würde bei einer entsprechenden Anpassung der Rücklauf- auf die Vorlauftemperatur kein Heizen respektive Kühlen im Temperiergerät notwendig sein. Die an dem Aktuator des Ventils vorgegebene Ventilspannung ist innerhalb dieses Regelkreises die Stellgröße und wird innerhalb der LabVIEW-Steuerung aus der Regelabweichung zwischen Rück- und Vorauftemperatur bestimmt. Der berechnete Wert wird mittels A/D-Wandler in eine Spannung umgewandelt und kontinuierlich an das Ventil übermittelt.

Abbildung 3-5 zeigt den resultierenden Aufbau des Laborsystems als Renderbild aus der CAD-Umgebung. Dargestellt ist der Extruder mit vier flüssigtemperierten Zylinderzonen, zwei Ventilbaugruppen zur Kopplung jeweils zweier Temperierkreisläufe sowie vier Temperiergeräte zur Bereitstellung der einzelnen Ölvolumenströme. Sämtliche fluidführende Komponenten sind im realen System thermisch zur Umgebung isoliert, um eine Beeinflussung der resultierenden Messgrößen durch Konvektions- und Strahlungsverluste im Betrieb zu reduzieren.





**Abbildung 3-5:** Darstellung des Laboraufbaus - Gesamtansicht (links), Ventilbaugruppe (rechts)

Alle verfügbaren Messwerte aus dem Temperiersystem sowie die Messgrößen Massetemperatur und –druck vor der Druckdrossel werden zentral in einer mittels LabVIEW programmierten Systemsteuerung erfasst. Die hierzu implementierte Softwareumgebung dient neben der Visualisierung und Erfassung der Messdaten auch zur Steuerung des Temperierprozesses und zur Regelung im Rahmen des Wärmeübertragungsvorganges. Hier können neben der Solltemperaturvorgabe für alle vier Zylinderzonen auch die beiden Wärmetauscherbaugruppen aktiviert oder deaktiviert werden. Eine detaillierte Beschreibung der Steuerung und Regelung des Laborsystems findet sich in Kapitel 3.5.

Temperiersystem		Extruder	
Gerätevorlauftemperatur	[°C]	Schneckendrehzahl	[U/min]
Geräterücklauftemperatur	[°C]	Massedurchsatz	[kg/h]
Zonenvorlauftemperatur	[°C]	Antriebsleistung (el.)	[kW]
Zonenrücklauftemperatur	[°C]	Antriebsdrehmoment	[% M <sub>N</sub> ]
Durchfluss	[l/min]	Flanschttemperatur	[°C]
Vorlaufdruck	[bar]	Drosseltemperatur	[°C]
Stellgrad Heizen / Kühlen	[%]	Nutbuchsensentemperatur	[°C]
Übertragener Wärmestrom	[W]	Massetemperatur	[°C]
Ventilspannung	[V]	Massedruck	[bar]

**Tabelle 3-1:** Erfasste Messdaten

Tabelle 3-1 zeigt eine Übersicht aller im Prozess erfassten und aufgezeichneten Messdaten. Die antriebsbezogenen Daten des Extruders werden direkt im Schaltschrank erfasst. Die im Temperiersystem erfassten Größen werden für jeden der vier Kreisläufe simultan aufgezeichnet.

Resultierende Größen, wie beispielsweise der spezifische Durchsatz oder die spezifische Antriebsleistung sind hier nicht aufgeführt.

### 3.3 Auslegung und Auswahl der erforderlichen Systemkomponenten

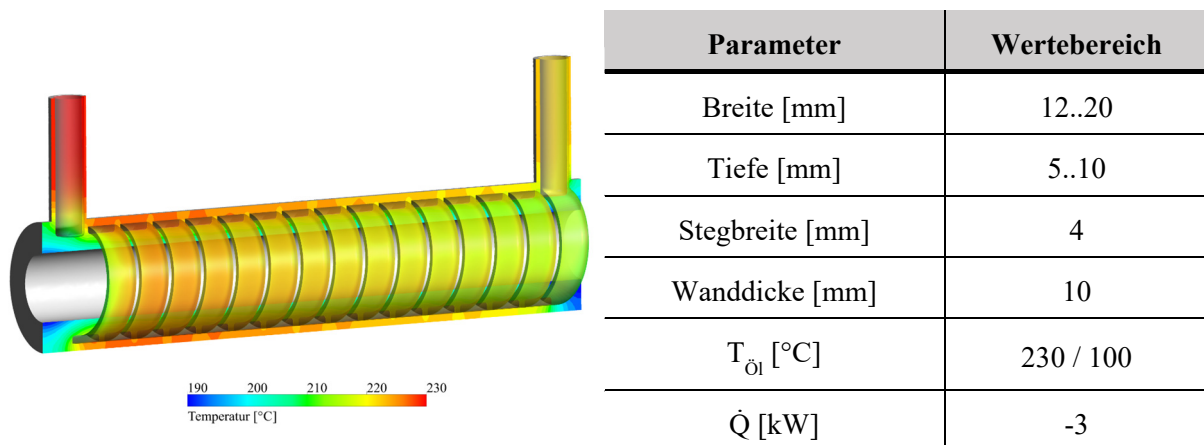
Für die Umsetzung des Demonstrators, welcher die Flüssigtemperierung des Extrusionszylinders mit integriertem Wärmemanagement in experimentellem Maßstab nach dem im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Prinzip ermöglichen soll, sind die Hauptkomponenten entsprechend auszulegen. Das Hauptaugenmerk wird hier auf den Plastifizierzylinder gelegt, über den die Wärmeübertragung zwischen Temperiermedium und Prozess erfolgt. Die zum Einsatz kommenden Temperiergeräte sowie die für die Ventilbaugruppe zur Verbindung der Zonen erforderlichen Bauteile werden separat beschreiben.

#### 3.3.1 Auslegung der flüssigtemperierten Plastifiziereinheit

In diesem Abschnitt wird die Auslegung der Plastifiziereinheit erläutert, welche unter Zuhilfenahme numerischer Strömungssimulationen durchgeführt wurde. Es wird hier ein Einschnckenextruder mit genuteter Einzugszone sowie einer Barrierschnecke mit 45 mm Durchmesser und einem L/D-Verhältnis von 37 betrachtet. Besonderes Augenmerk wurde hier auf den Zylinder gelegt, über welchen die Übertragung der Wärme zwischen dem Temperiermedium und dem Prozess erfolgen soll. Zu diesem Zweck werden Temperierkanäle direkt in den Zylinderkörper eingebracht, um die auftretenden thermische Widerstände möglichst gering zu halten. Entlang der Zylinderoberfläche werden vier identische Temperierzonen gleicher Länge eingebracht, die mit einer verschweißten Hülse nach außen abgedichtet werden. Der Aufbau entspricht grundsätzlich dem in Abbildung 2-5 (rechts) dargestellten Prinzip. Die genutete Einzugszone wird separat temperiert und in der folgenden Beschreibung des Auslegungsprozesses nicht weiter betrachtet. Der Kanalverlauf der durchströmten Geometrie wird doppelgängig ausgeführt. Die Strömungsrichtung wechselt am Ende jeder Zone und ermöglicht somit den Ein- und Austritt des Temperiermediums an der gleichen Zonenseite sowie eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung entlang der Zone. Wie Abbildung 3-8 verdeutlicht, wird diese dadurch erreicht, dass die Kanäle jeweils im Vor- und Rücklauf gegenläufig parallel zueinander verlaufen und somit kein ausgeprägter Temperaturgradient innerhalb der Zylinderwand in Strömungsrichtung entstehen kann.

Die Vorauslegung der Zylinder- beziehungsweise der Kanalgeometrie wird mit Hilfe numerischer Strömungssimulationen anhand eines in Abbildung 3-6 dargestellten vereinfachten Geometriemodells einer einzelnen Temperierzone mit eingängigem Temperierkanal durchgeführt. Vertiefende Ausführung zum Themengebiet der CFD-Simulationen werden in Kapitel 5 dieser Arbeit gegeben. Ziel der hier durchgeführten Berechnungen ist die Definition möglichst sinnvoller Kanalabmessungen, welche eine gute Wärmeübertragung zwischen dem Temperiermedium und der Zylinderinnenwand sowie einen vertretbaren Druckverlust ermöglichen. Die in

den Zylinder gefrästen Kanäle werden grundsätzlich rechteckförmig ausgeführt und verschiedene Geometrievarianten anhand des parametrischen Geometriemodells miteinander verglichen. Die Stegbreite wird hierzu konstant auf 4 mm und die verbleibende Wanddicke zum Zylinderinneren zunächst auf 10 mm festgelegt, während die Kanalbreite sowie die Kanaltiefe entsprechend der folgenden Tabelle variiert werden. Die unteren Kanten der Kanäle sind jeweils mit einem 2 mm Radius versehen. Der Wärmestrom an der Zylinderinnenseite wird konstant zu -3 kW angenommen, was einem vom Temperiermedium ausgehenden Wärmestrom auf den Prozess entspricht. Sämtliche Außenflächen der Geometrie werden als adiabat definiert. Der für alle Simulationen als konstant definierte Ölvolumenstrom am Einlass wird zu 11,3 l/min mit einer Eintrittstemperatur von 230 °C angenommen. Die relevanten Materialdaten des verwendeten Temperieröls sind als temperaturabhängige Tabelle hinterlegt und werden zwischen den im Abstand von 20 °C vorliegenden Messpunkten linear interpoliert. Diese Eigenschaften sind in Anhang 8.1 dargestellt.



**Abbildung 3-6:** CFD-gestützte Kanalauslegung mittels Parameterstudie

Im Anschluss an die Simulationen der verschiedenen Geometrievarianten wurde zum einen der durch den Strömungskanal hervorgerufene Druckverlust entlang der einzelnen Zone sowie die Differenz der mittleren Öltemperatur und der mittleren Temperatur an der Zylinderinnenwand ausgewertet. Diese Temperaturdifferenz dient als Kriterium für eine Bewertung der Effektivität der Wärmeübertragung der unterschiedlichen Kanalgeometrien. Eine möglichst geringe Temperaturdifferenz zwischen Öl und Zylinderinnenwand deutet auf einen geringen thermischen Widerstand des Gesamtsystems hin, da die übertragene Wärmemenge in allen Simulationen als gleich groß definiert wurde. Dieser thermische Widerstand wird hier durch den Wärmeübergang vom strömenden Temperiermedium auf den Stahl und die anschließende Wärmeleitung durch den Zylinderstahl beeinflusst. Der Wärmeübergang hängt wiederum maßgeblich von den Strömungsbedingungen innerhalb der untersuchten Kanalgeometrie ab.

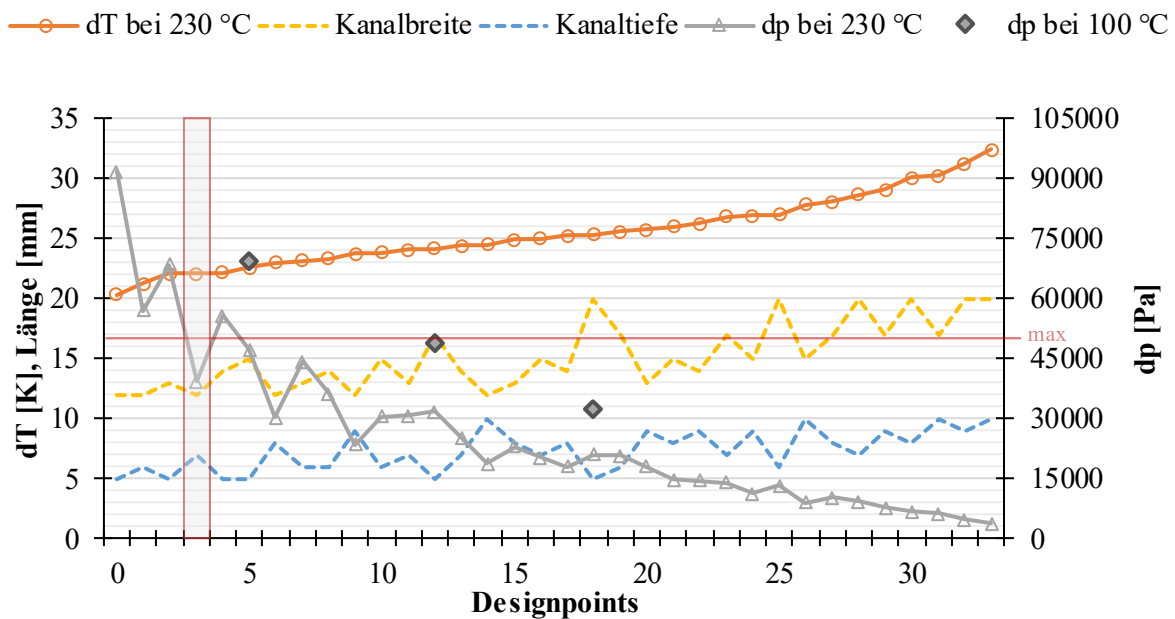


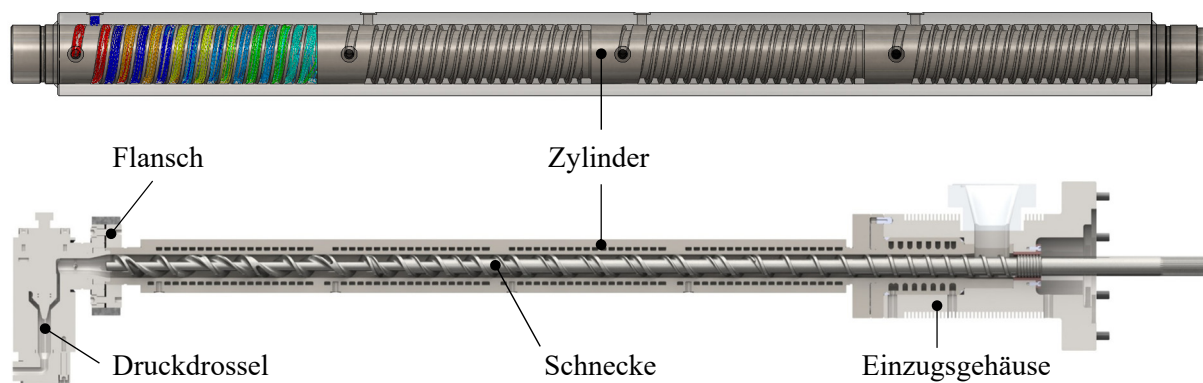
Abbildung 3-7: Druckverlust und Temperaturdifferenz verschiedener Kanalgeometrien

Die Daten in Abbildung 3-7 zeigen die Ergebnisse der Berechnungen für 34 unterschiedliche Geometrievarianten, welche mit aufsteigender Temperaturdifferenz aufgetragen wurden. Deutlich ist der gegenläufige Trend von Temperaturdifferenz und Druckverlust ersichtlich. Dieser Effekt lässt sich zum einen direkt durch eine Verringerung des Kanalquerschnittes erklären, da bei konstantem Volumenstrom die Strömungsgeschwindigkeiten entsprechend ansteigen, was zu einem erhöhten Druckverbrauch und gleichzeitig zu einer Verbesserung des konvektiven Wärmeüberganges zwischen strömendem Medium und dem den Kanal begrenzenden Material führt. Zum anderen führt eine Verringerung der Kanalbreite durch die festgelegte Breite des Steges zwischen den Kanälen zu einer Verlängerung des gesamten Kanals, da eine höhere Anzahl von Windungen auf dem Zylinder Platz finden. Diese Kanalverlängerung führt ebenfalls zu einem Anstieg des Druckverlustes und durch eine Erhöhung der Verweilzeit des Mediums innerhalb des Systems zu einem erhöhten Gesamtwärmestrom. Da der Druckverlust außerdem bei sinkenden Öltemperaturen aufgrund der stark temperaturabhängigen Viskosität der für den Einsatzzweck zur Verfügung stehenden Thermalöle signifikant ansteigt, wird hier ein Druckverlust von 50 kPa als Maximum definiert. Drei stichprobenartige Berechnungen mit einer Öleintrittstemperatur von lediglich 100 °C ergeben einen Anstieg des Druckverlustes von etwa 50 %. Auf Basis der dargestellten Ergebnisse wurde für die Kanalgeometrie der Designpoint 3 festgelegt. Dieser verfügt über eine Breite von 12 mm und eine Tiefe von 7 mm. Bei diesen Abmessungen ergibt sich eine geringe Temperaturdifferenz von 22,1 °C zwischen Öl und Zylinderwand und gleichzeitig ein vergleichsweise geringer Druckverlust von 39 kPa.

Wie zuvor beschrieben, wurde für die Vorauslegung der Kanalgeometrie zwischen Kanalgrund und Zylinderinnenwand zunächst eine verbleibende Wanddicke von 10 mm definiert. Diese wurde in den zuvor dargestellten Berechnungen nicht variiert, um eine Vergleichbarkeit der

Ergebnisse in Hinblick auf den zu definierenden Kanalquerschnitt zu gewährleisten. Innerhalb der Zylinderwand findet der Wärmetransport lediglich über Wärmeleitung im Stahl statt. Um den thermischen Widerstand weiter zu minimieren, wird daher eine möglichst geringe Wanddicke angestrebt und die Kanäle möglichst nah an der Zylinderinnenwand, welche die eigentliche Systemgrenze zwischen Temperierung und Extrusionsprozess darstellt, platziert werden. Zu diesem Zweck wurde eine analytische Berechnung durchgeführt, bei welcher der Zylinder vereinfacht als druckbelastetes Rohr angenommen und mit einem konstanten Innendruck von 500 bar beaufschlagt wird. Um die im Einsatz herrschenden Temperaturen zu berücksichtigen, wird für den verwendeten Nitrierstahl 34CrAlNi7 (DIN 1.8550) gemäß Herstellerangaben für 400 °C eine Dehngrenze  $R_{p0,2}$  von 500 N/mm<sup>2</sup> angenommen. Für den angenommenen Belastungsfall wird über die Schubspannungshypothese die Vergleichsspannung bestimmt und unter Anwendung eines zusätzlichen Sicherheitsfaktors von 2 mit der materialseitig zulässigen Spannung verglichen. Aus der durchgeführten Berechnung resultiert eine minimale Wanddicke von 7 mm. Weitere Informationen zur Berechnung der minimalen Wanddicke finden sich in Anhang 8.2. Im Anschluss wurde ein 3D-CAD-Modell des vollständigen Zylinders mit Temperierkanälen aufgebaut. Da die Kanalstege sowie die Außenhülse, welche eine Wanddicke von 10 mm aufweist, eine zusätzliche verstärkende Wirkung mit sich bringen, wird die Wanddicke von 7 mm als ausreichend für den Anwendungsfall angenommen.

Die Konstruktion der Plastifiziereinheit wurde im weiteren Verlauf mit Hinblick auf die Kompatibilität mit einem vorhandenen Antrieb angepasst und in die Gesamtbaugruppe integriert. Um im späteren Betrieb konvektive Verluste an die Umgebung zu minimieren, die die Bilanzierung der vom Prozess aufgenommenen Energie beeinträchtigen, werden außerdem Isolationsmanschetten aus Glasfasergewebe an der gesamten Zylinderoberfläche angebracht. Der verwendete Antrieb stellt 55 kW Antriebsleistung zur Verfügung. Die Nutbuchse wird über ein von dem vorangegangenen beschriebenen Temperiersystem unabhängigen Wasser-Temperiergehärt temperiert. Am Ende des Zylinders wird eine Druckdrossel angeflanscht, über die sich mittels Stellschraube ein beliebiger Gegendruck einstellen lässt, um bei der Durchführung von Versuchen einen realistischen Gegendruck zu erzeugen, welcher in der Praxis durch das Extrusionswerkzeug hervorgerufen wird. Die Stellung der Schraube wird in allen Versuchen unverändert belassen, um eine Vergleichbarkeit der sich einstellenden Drücke zu ermöglichen. Im Strömungskanal vor der Druckdrossel werden sowohl die Schmelzetemperatur als auch der hier anliegende Schmelzedruck gemessen. Die Position der Temperaturmessstelle ist dem rechten Abschnitt von Abbildung 3-9 zu entnehmen. Die Messspitze befindet sich im Zentrum des Strömungskanals. Der Schmelzedruckaufnehmer befindet sich ebenfalls in der gleichen Messebene um 135 Grad in Umfangsrichtung versetzt.



**Abbildung 3-8:** Darstellung der ausgelegten Plastifiziereinheit mit integrierten Temperierkanälen zur Temperierung mittels Thermalöl

### 3.3.2 Auswahl der sonstigen Systemkomponenten

Die weiteren Komponenten des Temperiersystems werden mit Hinblick auf den Betrieb mit Wärmeträgeröl bei Temperaturen bis 300 °C ausgewählt. Entsprechend der durch die Hauptkomponenten vorgegebenen Anschlusskonfigurationen kommen außerdem als Leitungskomponenten Wellschläuche und Rohrleitungen aus Edelstahl zum Einsatz. Die verwendeten Schnellkupplungen zur flexiblen Verschaltung der Ventilbaugruppen sind ebenfalls aus Edelstahl gefertigt und verfügen über Dichtungen, die einen Betrieb bis maximal 300 °C sicherstellen. Eine Darstellung der montierten Komponenten der Ventilbaugruppe sowie des gesamten Systemaufbaus bietet Abbildung 3-5.

#### 3.3.2.1 Temperiergeräte

Bei den zum Einsatz kommenden Temperiergeräten handelt es sich um Hochtemperaturgeräte, welche für eine Einsatztemperatur von bis zu 300 °C ausgelegt sind und in der Praxis für unterschiedlichste Temperieraufgaben eingesetzt werden. Die Geräte entsprechen grundsätzlich dem in Abbildung 2-6 dargestellten Aufbau. Da jeder Zonenkreislauf systembedingt über ein separates Temperiergerät verfügt, werden entsprechend der zu erwartenden relativ geringen zu übertragenden Leistungen, möglichst kleine Standardgeräte mit erforderlicher Zusatzausstattung ausgewählt. Die Heizleistung des Erhitzers beträgt in diesem Fall 9 kW. Die über einen Rippenrohrwärmetauscher erzielbare Kühlleistung von 50 kW ist für eine Ölvorlauftemperatur von 150 °C, eine Kühlwassertemperatur von 15 °C und eine Wasserdruckdifferenz von 3 bar angegeben. Die verbaute Peripheralradpumpe besitzt eine maximale Förderleistung von 60 l/min und einen maximalen Förderdruck von 6 bar. Die Antriebsleistung der Pumpe beträgt dabei 1,0 kW. Die Temperiergeräte werden mit einem vom Hersteller empfohlenen Wärmeträgeröl betrieben, das eine maximale Vorlauftemperatur von 350 °C sowie eine maximale Filmtemperatur von 370 °C erlaubt. Die Eigenschaften des verwendeten Öls sind in Anhang 8.1

dargestellt. Die Regelung der Öltemperatur wird vollständig durch die in die Temperiergeräte integrierten Regeleinrichtungen übernommen. Hierzu lassen sich die Gerätevorlauftemperatur, die Geräterücklauftemperatur sowie eine über einen externen Fühler erfasste Temperatur als Regelgröße heranziehen. Eine detailliertere Beschreibung der Temperaturregelung wird in Kapitel 3.5.2 gegeben.

Neben den Hauptaufgaben, dem Fördern, Beheizen und Kühlen des Temperiermediums, stellt das Temperiergerät außerdem eine Vielzahl der in Tabelle 3-1 aufgelisteten Messdaten zur Verfügung. Hierzu ist eine serielle RS485 Schnittstelle vorhanden, über die mit dem Modbus Protokoll eine Kommunikation mit einer übergeordneten, auf einem Messrechner implementierten, Steuerung ermöglicht wird. Eine Erfassung des durch den jeweiligen Verbraucher geförderten Ölvolumenstromes ist für eine Bilanzierung der mit dem Prozess ausgetauschten Wärme erforderlich. Diese Durchflussmessung geschieht hier nach dem Differenzdruckprinzip. Die Geräte verfügen außerdem über die Möglichkeit, eine Regelung des Volumenstromes über eine mit einem Frequenzumformer ausgestatteten Pumpe vorzunehmen. Hierdurch kann zum einen die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe reduziert werden, indem deren Drehzahl verringert wird, zum anderen besteht die Möglichkeit, durch Durchflussanpassungen Einfluss auf die sich im Betrieb einstellenden Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf des Temperiermediums zu nehmen.

### 3.3.2.2 Ventile

In der Baugruppe zur Kopplung zweier zonenbezogener Volumenströme kommt, wie in Abbildung 3-4 dargestellt, ein Ventil zum Einsatz, um den über den Wärmetauscher geführten Volumenstrom einer Zone zu regulieren. Bei Ventilen wird grundsätzlich zwischen unstetiger oder stetiger Arbeitsweise unterschieden. Die Ansteuerung von Ventilen kann elektromagnetisch, motorisch, mittels Fremdmedien wie beispielsweise Druckluft oder per Handbetätigung erfolgen. Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Bauformen, welche je nach Anwendungsgebiet über verschiedene Vor- und Nachteile verfügen. Für einen umfassenden Überblick über die Ventiltechnik sei auf spezifische Fachliteratur wie beispielsweise [Gro15, Kro94] verwiesen.

Da im hier angestrebten Anwendungsfall durch die Ventilstellung und die daraus resultierende variable Wärmeübertragung innerhalb eines Wärmeübertragers eine Temperaturregelung realisiert werden soll, ergibt sich ein spezielles Anforderungsprofil an das einzusetzende Ventil. Es ist ein Dreiwege-Verteilventil mit stetiger Arbeitsweise und regelbarer Ventilstellung erforderlich, welches bei Medientemperaturen bis mindestens 300 °C eingesetzt werden kann. Es handelt sich um ein reines Medium und einen relativ geringen Mediendruck von maximal 6 bar (max. Druck der Förderpumpe). Aufgrund der zuvor dargestellten Anforderungen kommt ein stetig arbeitendes Sitzventil mit linearer Kennlinie, elektromotorischem Antrieb und Stellungsregler zum Einsatz, welches speziell für den Einsatz mit Wärmeträgerölen ausgelegt ist. Die überschlägige Bestimmung der erforderlichen Nennweite des Ventils erfolgt entsprechend der

in VDI/VDE-Richtlinie 2173 [VDI07] gegebenen Zusammenhänge für strömungstechnische Kenngrößen von Stellventilen. Der Durchflusskoeffizient  $K_V$  beschreibt hiernach einen spezifischen Volumendurchfluss von kaltem Wasser (5 - 40 °C) bei einem festgelegten Hub und einem Druckverlust von 1 bar in m³/h. Die Berechnung des Durchflusskoeffizienten erfolgt entsprechend der folgenden Gleichung.

$$K_V = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{1000 \cdot \Delta p}} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Zur Abschätzung wird der Durchflusskoeffizient für einen maximalen Durchfluss von 2,4 m³/h bei 200 °C Öltemperatur für einen angenommenen Druckverlust von maximal 0,5 bar bestimmt. Bei den angegebenen Bedingungen ergibt sich ein  $K_V$ -Wert von 3,25 m³/h. Zur Kennzeichnung von Ventilbaureihen wird in der Regel der  $K_{VS}$ -Wert angegeben, der dem  $K_V$ -Wert bei Nennhub des Ventils entspricht und somit ein Maß für den maximal möglichen Ventildurchsatz ist. Entsprechend der überschlägigen Berechnung wird das hier zum Einsatz kommende Ventil mit einer Nennweite von DN 15 ausgewählt. Es besitzt einen  $K_{VS}$ -Wert von 4 sowie einen Nenndruck von PN 25 und erlaubt eine Medientemperatur von bis zu 350 °C. Der Ventilhub wird über eine Steuerspannung im Bereich von 0 bis 10 V definiert und über den integrierten Stellungsregler und den elektrischen Antrieb angefahren. Der Nennhub beträgt für das verwendete Ventil 15 mm bei einer Stellzeit von 90 s für den gesamten Hub.

### 3.3.2.3 Wärmeübertrager

Der innerhalb der Ventilbaugruppe verbaute Wärmeübertrager hat die Aufgabe die Ölvolumenströme im Rücklauf zweier Zonen thermisch zu koppeln und Wärme vom wärmeren auf das kältere Fluid zu übertragen. Hierzu wird von einer Zone der gesamte Volumenstrom über den Wärmeübertrager geführt. Von der gekoppelten Zone durchströmt lediglich ein über das Regelventil regulierter Volumenstromanteil den Wärmeübertrager. Grundsätzlich sind in Fluid/Fluid Anwendungen Rohrbündel- oder Plattenwärmeübertrager verbreitet, welche über verschiedene Vor- und Nachteile verfügen und somit in unterschiedlichen Anwendungsgebieten zum Einsatz kommen. Rohrbündelwärmeübertrager verfügen über mehrere innerhalb eines Mantelraumes montierte Rohre. Während eines der Fluide durch die Rohre strömt, werden diese vom zweiten Fluid innerhalb der umgebenden Kammer umströmt und die Wärme durch Wärmeleitung durch die Rohrwand übertragen. Durch Umlenkbleche innerhalb des Mantelraumes, welche eine mehrfache Queranströmung der Rohre erlauben, oder durch mittels Rippen vergrößerte Rohroberflächen kann die übertragbare Wärmemenge gesteigert werden. Plattenwärmeübertrager sind hingegen aus mehreren parallel angeordneten Platten aufgebaut, die voneinander getrennte Kammern bilden. Jede aneinandergrenzende Kammer wird abwechselnd von einem der beiden Fluide durchströmt und die Wärme durch die trennenden Platten übertragen. Durch eine Profilierung der Platten kann die Übertragungsfläche weiter vergrößert und



Einfluss auf die sich einstellenden Strömungsbedingungen genommen werden. Während sich Rohrbündelsysteme durch geringe Druckverluste und eine geringe Anfälligkeit für Spannungsverzug bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen den Fluiden auszeichnen, bauen Plattenwärmeübertrager bei gleicher Übertragungsleistung sehr viel kleiner, da sie über ein günstigeres Verhältnis von Wärmeübertragungsfläche zu äußeren Abmaßen verfügen. Detaillierte Grundlagen über die Berechnung und Auslegung von Wärmetauschern finden sich in [BW11, RS+13].

In diesem Fall kommt ein kompakter Plattenwärmeübertrager zum Einsatz. Entsprechend der in Kapitel 2.2.2.4 beschriebenen grundlegenden Berechnungsmethoden, wird die benötigte Austauschfläche des Wärmeübertragers anhand eines beispielhaften Betriebspunktes abgeschätzt. Hierzu wird ein maximal in den Zonen übertragener Wärmestrom von 5 kW bei einem Ölvolumenstrom 10 l/min mit temperaturinvarianten Öleigenschaften bei 200 °C angenommen. Zwischen der heißen Zone, die maximalen Kühlbedarf besitzt und der kalten Zone, bei welcher maximaler Heizbedarf besteht, herrscht lediglich eine geringe Vorlauftemperaturdifferenz von 10 °C. Der Wärmestrom führt zu einer Öltemperaturdifferenz von ca. 15 °C in den einzelnen Zylinderzonen. Über den Wärmeübertrager soll die gesamte durch die Zonen erzeugte Temperaturdifferenz mittels des vollständigen Volumenstromes der gekoppelten Zone wieder ausgeglichen werden. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ergibt sich nach Gl. 2-14 zu 21,64 °C. Für den mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten des Wärmeübertragers wird nach [RS+13] der minimal angegebene Erfahrungswert für Fluid/Fluid Anwendungen in Plattenwärmetauschern mit Profilplatten angenommen, welcher hiernach 1000 W/(m<sup>2</sup>K) entspricht. Nach Gl. 2-12 ergibt sich schließlich für den dargestellten Fall eine erforderliche Austauschfläche von 0,23 m<sup>2</sup>. Anhand der bestimmten Austauschfläche wurde ein Plattenwärmeübertrager aus Edelstahl ausgewählt. Er verfügt über 20 profilierte Platten, welche jeweils um 180 ° verdreht angeordnet sind und durch die aufgebrachte Prägung voneinander getrennte Strömungskanäle bilden. Die nach dem Gegenstromprinzip durchströmten Kanäle verfügen über eine wärmeübertragende Fläche von insgesamt 0,25 m<sup>2</sup>. Die Platten sind mit Edelstahllot verbunden, so dass eine maximale Einsatztemperatur des Wärmeübertragers von 350 °C und ein maximaler Betriebsdruck von 25 bar gewährleistet werden.

### 3.4 Messwerterfassung

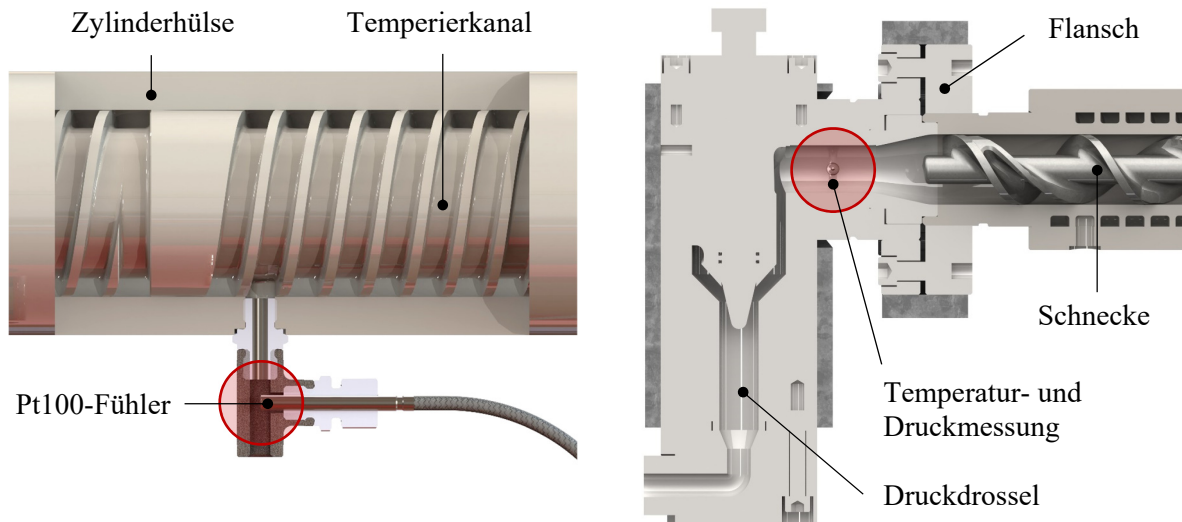
Jedes Messsystem unterliegt grundsätzlich gewissen Schwankungen und Unzulänglichkeiten, welche einen gemessenen Wert vom wahren Wert abweichen lassen. Daher ist es technisch nicht möglich, eine fehlerfreie Messung durchzuführen [Par16]. Die Genauigkeit von Messungen unterliegt einer Vielzahl von unterschiedlichen Einflüssen, welche zu systematischen und zufälligen Messabweichungen führen. Im Bereich des hier aufgebauten Systems sind in besonderem Maße unterschiedliche Temperaturmessstellen sowie die Messung der Ölvolumenströme von Relevanz, um die ausgetauschten Wärmeströme zwischen Prozess und Temperiersystem zu erfassen. Bei Temperaturmessungen kann beispielsweise die grundlegende Genauigkeit der

eingesetzten Messfühler sowie der Auswerteelektronik zu Messabweichungen führen. Ebenso sind durch die Einbausituation der verwendeten Fühler an der Messstelle entstehende Fehler durch eine unzureichende thermische Ankopplung oder Wärmeableitfehler über das Sensormaterial von der Messstelle zur Umgebung Ursachen für potentielle Messabweichungen. Es ist daher erforderlich, das Ausmaß der vorhandenen Unsicherheiten abzuschätzen und mit Hinblick auf die erforderliche Genauigkeit und die Aussagefähigkeit der aufgenommenen Messwerte zu bewerten.

Die Bilanzierung der in den einzelnen Temperierzonen zwischen Temperiermedium und Zylinder ausgetauschten Wärme wird direkt im jeweiligen Vor- und Rücklauf des Plastifizierzylinders durchgeführt. Zu diesem Zweck werden die Öltemperaturen des eintretenden und des austretenden Öles kontinuierlich aufgezeichnet und gleichzeitig die Ölvolumenströme aller vier Zonen gemessen. Die Temperaturmessung erfolgt für alle vier Zonen mittels eines gleichen Messaufbaus und identischen Messfühlern, um eine möglichst exakte Vergleichbarkeit der Energiebilanz zu gewährleisten. Zum Einsatz kommen hier insgesamt acht Platin-Messwiderstandsfühler (Pt100) der Genauigkeitsklasse AA, welche, wie in Abbildung 3-9 links dargestellt, mittels T-Stücken und Klemmverschraubungen direkt innerhalb des Ölvolumenstromes platziert werden. Platin-Widerstandsthermometer sind nach DIN EN 60751 genormt [DIN09]. Für die Genauigkeitsklasse AA ergibt sich nach der folgenden Gleichung bei einer Temperatur von 200 °C eine Grenzabweichung von 0,44 °C.

$$\text{Grenzabweichung AA [}^{\circ}\text{C]} = \pm (0,1 + 0,0017 \cdot |\vartheta|) \quad \text{Gl. 3-4}$$

Um Umgebungsverluste und Wärmeableitung über die metallischen Einbauteile zu minimieren, ist die gesamte Messanordnung mit Hilfe von Mineralwolle thermisch zur Umgebung isoliert. Alle Sensoren werden über ein 8-Kanal Messsystem mit A/D-Wandler an den übergeordneten Messrechner angebunden und in die Steuerung des Systems, welche in LabVIEW implementiert wird, integriert. Aufgrund hardwareseitiger Einschränkung ist hier lediglich ein 2-Leiteranschluss der Pt100-Fühler möglich. Da jedoch alle Kabelverbindungen die gleiche Länge aufweisen und parallel zueinander von den Messstellen zum Datenerfassungssystem geführt werden, ist eine unterschiedliche Beeinflussung der Messwerte durch Umgebungsbedingungen bzw. Leitungswiderstände hier als nicht signifikant einzustufen.



**Abbildung 3-9:** Einbausituation der Messfühler für die Wärmestrombilanzierung (links), Messstelle für Massetemperatur und -druck (rechts)

Da hier in erster Linie die Temperaturdifferenzen zwischen den jeweiligen Sensoren für die Genauigkeit der angestrebten Bilanzierung der übertragenen Wärmeströme entscheidend sind und die exakte Kenntnis der Absoluttemperatur lediglich eine untergeordnete Rolle spielt, wird ein konstanter Verschiebungsfaktor für die Berücksichtigung der Leitungswiderstände aller Fühler angenommen. Des Weiteren wurde eine Kalibrierung der einzelnen Fühler aufeinander durchgeführt, indem mit allen acht Messfühlern in einem durchgehend gerührten Ölbad die Abkühlung des Öls von 230 auf 100 °C aufgezeichnet und die Abweichungen der einzelnen Messwerte zum jeweiligen Mittelwert im Anschluss über eine Kalibrierfunktion kompensiert wurden. Hierdurch kann eine, im Rahmen der Möglichkeiten des Prüfaufbaus, möglichst genaue Bestimmung der Öltemperaturdifferenzen im Vor- und Rücklauf des Temperieröls am Plastifizierzylinder sichergestellt werden. Bei Kenntnis der thermodynamischen Materialeigenschaften des verwendeten Thermalöls (Anhang 8.1) lassen sich über die Volumenströme und die Temperaturdifferenzen zwischen ein- und austretendem Öl für jede Zylinderzone die zwischen Öl und Zylinder übertragenen Wärmemengen nach folgender Gleichung bilanzieren. Etwaige Umgebungsverluste sowie Austauschvorgänge zwischen den einzelnen Zylinderzonen beeinflussen hierbei die Aussagekraft in Bezug auf den in der betrachteten Zone mit dem eigentlichen Prozess ausgetauschten Wärmestrom in geringem Maße.

$$\dot{Q}_{Zone} = \dot{V}_{\dot{O}l} \cdot c_{p,\dot{O}l}(T) \cdot \rho_{\dot{O}l}(T) \cdot \Delta T_{\dot{O}l} \quad \text{Gl. 3-5}$$

Nach Gl. 3-5 ist neben der Temperaturdifferenz des Öls auch der Ölvolumenstrom für die Bilanzierung der aufgenommenen oder abgegebenen Wärme erforderlich. Hierbei handelt es sich in jeder Zone um den gesamten vom zugeordneten Temperiergerät geförderten Volumenstrom, da eine potentielle Aufteilung des Volumenstromes in der Ventilbaugruppe erst nach

dem Durchströmen des Zylinders stattfindet. Der Durchfluss wird innerhalb jedes Temperiergerätes durch das Differenzdruckverfahren bestimmt. Hierzu wird der Effekt ausgenutzt, dass sich durch eine Querschnittsverengung innerhalb einer durchströmten Rohrleitung, der statische Druck im Bereich der durch die Einschnürung erhöhten Strömungsgeschwindigkeit verringert. Die hierdurch entstehende Druckdifferenz, der Wirkdruck, ist ein Maß für den vorliegenden Durchfluss. Die Durchflussmessung nach dem beschriebenen Prinzip ist nach DIN EN ISO 5167 genormt [DIN04]. Die Norm enthält weiterführende Grundlagen zu den zugrundeliegenden Mess- und Berechnungsverfahren. Der Wirkdruck wird in den verwendeten Temperiergeräten durch einen Differenzdrucktransmitter bestimmt, welcher über eine keramische Druckmesszelle verfügt. Der Messdruck wirkt auf eine Keramikmembran, deren Verformung durch eine DMS-Messbrücke erfasst und von der Elektronik als Einheitssignal ausgegeben wird. Der Hersteller gibt für die zum Einsatz kommenden Transmitter eine Kennlinienabweichung von  $\leq 1 \%$  an.

Bei den in den Temperiergeräten verbauten Temperaturfühler handelt es sich ebenfalls um Pt100 Widerstandsfühler, welche jedoch lediglich der Genauigkeitsklasse B angehören. Diese Fühler werden zur Regelung der Vorlauftemperatur und extern zur Definition der Ventilstellung und damit der im Wärmetauscher übertragenen Wärme herangezogen. Für die Genauigkeitsklasse B ergibt sich nach der der Norm [DIN09] entnommenen Gleichung bei einer Temperatur von 200 °C bereits eine Grenzabweichung von 1,3 °C.

$$\text{Grenzabweichung } B \text{ [}^\circ\text{C]} = \pm (0,3 + 0,005 \cdot |\vartheta|)$$

*Gl. 3-6*

Da diese Fühler jedoch nicht für die Bilanzierung verwendet werden und die Absoluttemperaturen, wie bereits erwähnt, von untergeordnetem Interesse sind, werden anhand der mit höherer Genauigkeit gemessenen Werte am Plastifizierzylinder konstante Offset-Wert für die internen Temperaturfühler hinterlegt. Diese Offset-Werte werden im Leerlauf durch den jeweils folgenden (Vorlauf) oder vorangehenden (Rücklauf) Fühler der höheren Genauigkeitsklasse definiert.

Zur Überwachung und Analyse des eigentlichen Extrusionsprozesses werden neben den zonen-spezifischen Wärmeströmen auch die Massetemperatur und der Massedruck des plastifizierten Kunststoffes bestimmt. Die Anordnung der Fühler zur Messung von Massetemperatur und Massedruck ist in Abbildung 3-9 rechts dargestellt und findet im Strömungskanal zwischen Schneckenspitze und der folgenden Druckdrossel statt. Die Massetemperatur wird im vorliegenden Aufbau lediglich an einem Punkt im Strömungskanal gemessen. Hierzu kommt ein Temperaturfühler zum Einsatz, dessen kegelige mit einem Thermoelement ausgestattete Messspitze in die Schmelze eintaucht und zusätzlich mit einer keramischen Isolierung versehen ist, um Einflüsse durch Ableitfehler in den temperierten Einschraubbereichen im Flansch oder Werkzeug zu minimieren. Es handelt sich aufgrund der punktuellen Temperaturmessung um eine repräsentative Massetemperatur an der Messstelle, welche eine Vergleichbarkeit zwischen

den unterschiedlichen Versuchsdurchläufen ermöglichen soll. Es existieren alternative Messmethoden, welche es erlauben, das sich einstellende Temperaturfeld innerhalb der Schmelzeströmung an mehreren Positionen im Strömungskanal abzubilden und damit einen detaillierten Aufschluss über die örtliche Temperaturverteilung im Kanal zu geben. Hierzu werden beispielsweise in ihrer radialen Position im Schmelzekanal verstellbare Temperatursensoren [Ang10], Messringe, die über mehrere Messstellen in radialer Kanalrichtung verfügen [Sch77] oder komplexe Messgitter, die mit einem Netz aus Messpunkten den gesamten Strömungsquerschnitt erfassen [BKC04], eingesetzt. Des Weiteren existieren für Temperaturmessungen mit speziellen Anforderungen weitere Messverfahren, wie beispielsweise nichtinvasive Temperaturmessung mittels Ultraschall [PSS13] oder Infrarot-Messsysteme, welche über sehr kurze Ansprechzeiten verfügen und somit auch schnelle Temperaturänderungen und damit dynamische Temperatureffekte abbilden können [Rau08a].

Da im vorliegenden Fall jedoch lediglich konstante Betriebspunkte erfasst werden und die Vergleichbarkeit unterschiedlicher Versuche im Vordergrund steht, wird hier lediglich auf die zuvor beschriebene punktuelle Messung im Strömungskanal zurückgegriffen. Bei der Verwendung von Barriereschnecken mit anschließendem Mischteil sind die radialen Abweichungen von der mittleren Massetemperatur in der Regel außerdem deutlich geringer ausgeprägt als bei konventionellen Schnecken [AK+14b, SM+08, VK+13].

### 3.5 Steuerung und Regelung des Laborsystems

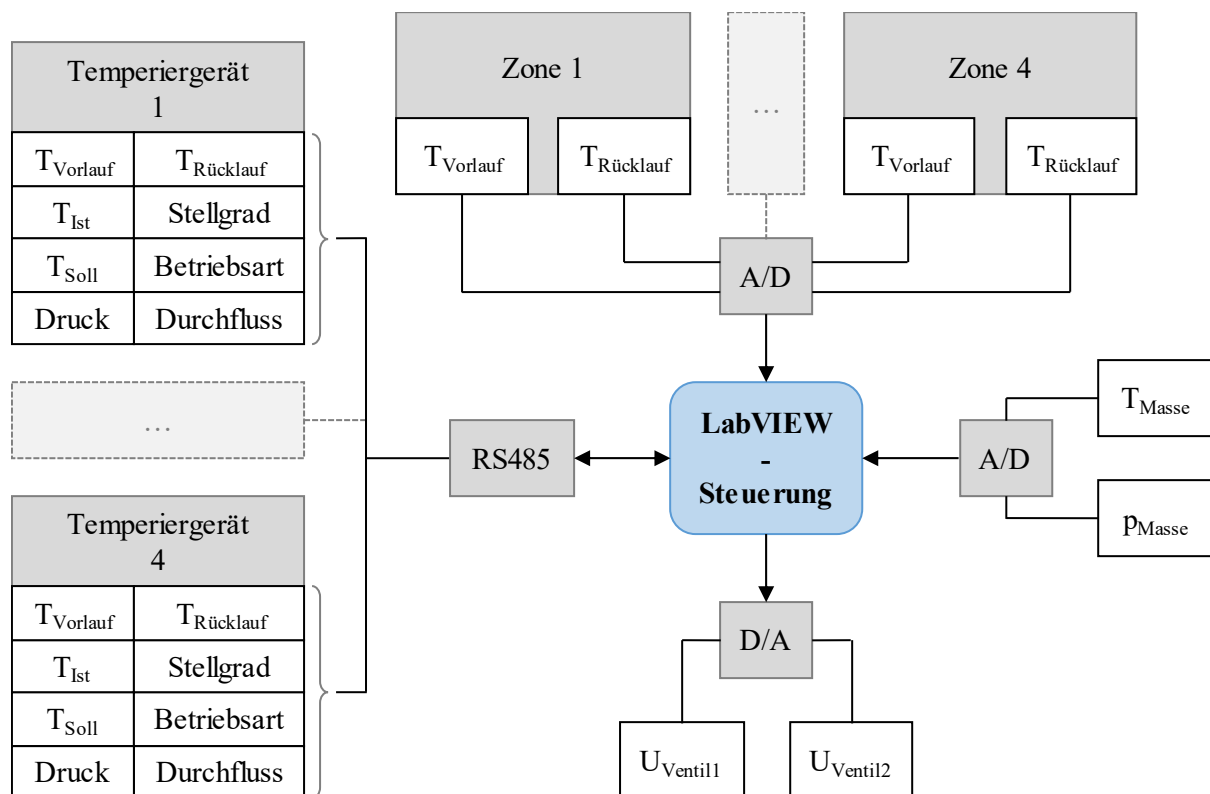
Das im Vorfeld beschriebene System umfasst eine Vielzahl unterschiedlicher Ein- und Ausgangssignale, die für die Definition, Umsetzung und Auswertung der Prozessparameter erforderlich sind. Diese Steuer- und Regelaufgaben werden in einer zentralen Steuerung realisiert, welche auf einem Messrechner implementiert wird und über geeignete Schnittstellen mit dem Prozess kommuniziert. Die Programmierung dieser Systemsteuerung findet in der Softwareumgebung LabVIEW statt. Die Steuerung des Antriebes, die Regelung der Drossel- und Flanshtemperatur sowie die Aufnahme aller in diesem Bereich anfallenden relevanten Messdaten wird über die im Schaltschrank des Antriebes verbaute SPS realisiert und nicht direkt in die LabVIEW-Steuerung integriert. Der Massedruck wird von der zentralen Steuerung zusätzlich an die Antriebssteuerung durchgeschleift, um bei einem unzulässigen Druckanstieg vor dem Drosselwerkzeug eine Sicherheitsabschaltung des Motors zu ermöglichen.

Bei der konventionellen Temperierung von Extrudern mit elektrischen Heiz-/ Kühlkombinationen kommen, wie im Vorfeld beschrieben, in der Regel relativ einfache Dreipunktregler zum Einsatz, die die Heizung oder den Lüfter bei Heiz- oder Kühlbedarf aktivieren. Im hier vorliegenden Fall wird die Vorlauftemperatur sowie der Durchfluss des Wärmeträgeröls definiert und über die in den Temperiergeräten vorhandenen Regeleinrichtungen geregelt. Des Weiteren be-

steht die Möglichkeit, über die beiden Ventilbaugruppen eine Kopplung von jeweils zwei Zylinderzonen zu realisieren, die eine Reduzierung des erforderlichen Heiz- beziehungsweise Kühlaufwandes in dem geregelten Temperierkreislauf zum Ziel hat.

### 3.5.1 Übergeordnete Systemsteuerung mit grafischer Benutzeroberfläche

Die Steuerung des Temperiersystems wird in dem grafischen Programmiersystem LabVIEW implementiert. Sie umfasst alle durch den Benutzer durchzuführenden Eingaben sowie die Erfassung und Aufzeichnung aller relevanten Messdaten, die in Zusammenhang mit dem aufgebauten Temperiersystem stehen. Die Funktion der Temperiergeräte wird über die Software gesteuert und Daten aus den Geräten ausgelesen. Ebenso wird die Funktion der Ventilbaugruppen über die implementierte Steuerung definiert und angesteuert. Die Benutzerschnittstelle bildet hierbei die in Abbildung 3-11 dargestellte grafische Benutzeroberfläche (GUI), über die sämtliche Eingaben durchgeführt und die Prozessgrößen überwacht werden können. Die folgende Abbildung stellt sämtliche Signalquellen dar, die als Ein- oder Ausgänge mit dem Messrechner verbunden sind.



**Abbildung 3-10:** Schematische Darstellung der Signalflüsse zur Steuerung des Systems

Über die serielle RS485 Schnittstelle lassen sich mit den Temperiergeräten die Zahlenwerte der unterschiedlichen Parameter direkt in digitaler Form austauschen. Bei der Solltemperatur und der Betriebsart handelt es sich um Werte, die gelesen und geschrieben werden können. Bei den Temperatur- und Druckmesswerten im Bereich des Extruders werden die analogen elektrischen

Messsignale zunächst an einen A/D-Wandler übertragen, wo sie in digitale Datenströme umgewandelt und an den Messrechner weitergeleitet werden. Im Falle der Steuerspannung für die Ventile wird diese zunächst in der Steuerung in digitaler Form berechnet und im Anschluss durch einen D/A-Wandler in die gewünschte Spannung umgewandelt und an die Ventile weitergegeben.

Sämtliche dargestellten Signale sowie die daraus abgeleiteten berechneten Daten werden innerhalb der in LabVIEW programmierten Steuerung mit einer Frequenz von 1 Hz aktualisiert und verarbeitet. Im Falle der für die Auswertung relevanten Daten ist es möglich, durch den Benutzer eine Aufzeichnung in eine Datei zu starten. Diese Daten werden dauerhaft gespeichert und stehen für eine anschließende Weiterverarbeitung zur Verfügung. Abbildung 3-11 zeigt die resultierende GUI, über welche dem Benutzer während des Betriebes die aktuell gemessenen und berechneten Daten angezeigt werden. Des Weiteren besteht die Möglichkeit die Solltemperaturen der einzelnen Zonen zu definieren, die Pumpen der Temperiergeräte zu aktivieren und zu deaktivieren sowie die Datenaufzeichnung zu steuern. Für die Ventilbaugruppen besteht die Möglichkeit, die aktuelle Konfiguration der Verbindungen einzustellen, die Wärmeübertragung zu aktivieren oder deaktivieren sowie die Parameter für die Regelung anzupassen.

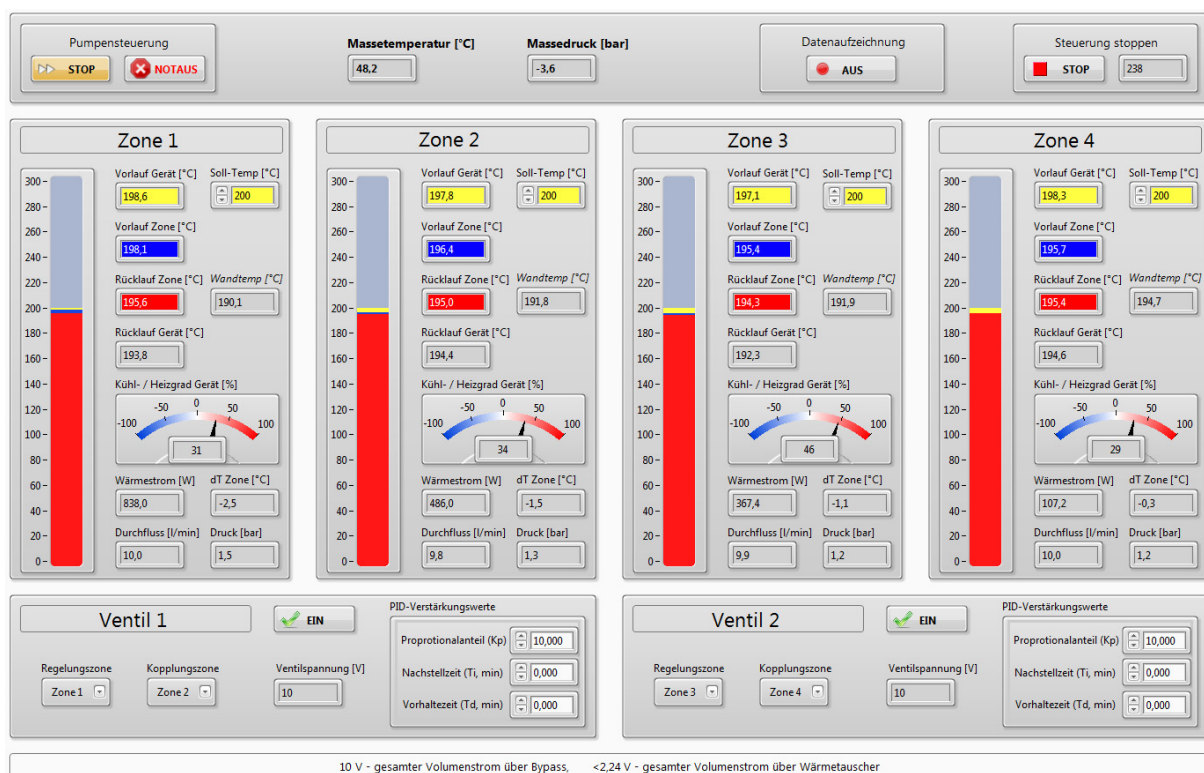


Abbildung 3-11: Grafische Benutzeroberfläche der Systemsteuerung

### 3.5.2 Temperiergeräte

Wie vorangehend erläutert, wird die Temperierung der Zylinderzonen über die Bereitstellung eines für jede Zone unabhängig in Vorlauftemperatur und Durchfluss regelbaren Ölvolumenstromes realisiert. Die hierzu zum Einsatz kommenden Temperiergeräte werden in Kapitel 3.3.2.1 näher beschrieben. Sämtliche Steuer- und Regelaufgaben im Bereich der Temperiergeräte werden über die in jedem Gerät integrierte Steuerung und die verbauten Regeleinrichtungen durchgeführt. Über die Schnittstelle werden die Sollwertvorgaben aus der übergeordneten LabVIEW-Steuerung an die Temperiergeräte übertragen und Messdaten ausgelesen. Die Volumenstromregelung erfolgt anhand des über die verbaute Durchflussmessung nach dem Differenzdruckprinzip bekannten Istvolumenstromes. Dieser wird über die drehzahlvariable Pumpe, welche über einen Frequenzumrichter verfügt, entsprechend der Sollwertvorgabe eingeregelt. Um eine ordnungsgemäße Temperaturregelung zu ermöglichen, ist ein minimaler Anteil von 30 % des maximalen Volumenstromes erforderlich. Da die nachfolgenden Versuche mit einem konstanten Volumenstrom von jeweils 10 l/min durchgeführt werden, wird die Volumenstromregelung hier nicht weiter vertieft.

Die Temperaturregelung lässt sich auf unterschiedliche Temperaturfühler beziehen. Neben der Vor- und Rücklauftemperatur im Temperiergerät kann auch ein externer Temperaturfühler als Regelungsfühler ausgewählt werden. Im vorliegenden Fall wird die Vorlauftemperatur der Temperiergeräte als Regelgröße herangezogen und für jede Zone in einem unabhängigen Kreislauf geregelt. Die Führungsgröße wird als Sollwert über das GUI durch den Benutzer vorgegeben und über die Schnittstelle an das Temperiergerät übertragen. Die Differenz zur gemessenen Isttemperatur ergibt die Regelabweichung. Der integrierte PID-Regler bestimmt für das Heizen sowie das Kühlen jeweils ein unabhängiges Stellsignal, welches in Form eines Heiz- und Kühlgrades von jeweils 0 bis 100 % ausgegeben wird. Heizen und Kühlen können nicht gleichzeitig aktiv sein, sodass einer der beiden Stellgrade immer den Wert 0 annimmt. Wie im Vorfeld erläutert, verfügen die Temperiergeräte über eine elektrische Heizung in Form eines Durchlauf-erhitzers sowie eine indirekte Kühlung in einem Rippenrohrwärmetauscher. Ein Magnetventil reguliert hier den Kühlwasserzufluss. Der prozentuale Stellgrad definiert den zeitlichen Anteil innerhalb einer definierten Schaltzykluszeit, während der die Heizung aktiv beziehungsweise das Magnetventil geöffnet ist und Kühlwasser durch den Wärmetauscher strömt. Die Regelstrecke wird über eine Vielzahl von Störgrößen beeinflusst. Den Haupteinflussfaktor stellt die vom Extrusionsprozess aufgenommene oder abgegebenen Wärme dar. Bei aktiver Ventilbaugruppe wird zudem ein weiterer, sich durch die variable Ventilstellung zeitlich ändernder Wärmestrom aus der gekoppelten Zone zu- oder abgeführt, sodass sich zwei sonst unabhängige Regelkreise gegenseitig beeinflussen. Gleichzeitig treten Verluste an die Umgebung sowie eine Beeinflussung unterschiedlich temperierter benachbarter Zonen untereinander durch Wärmeleitung innerhalb der Zylinderwand auf. Prozessseitig handelt es sich jedoch um ein träges System, welches keine hochdynamischen Änderungen der Temperatur des zurückströmenden Wärmeträgers hervorruft. Die Länge sowie die Durchmesser der medienführenden Kanäle und Leitungen

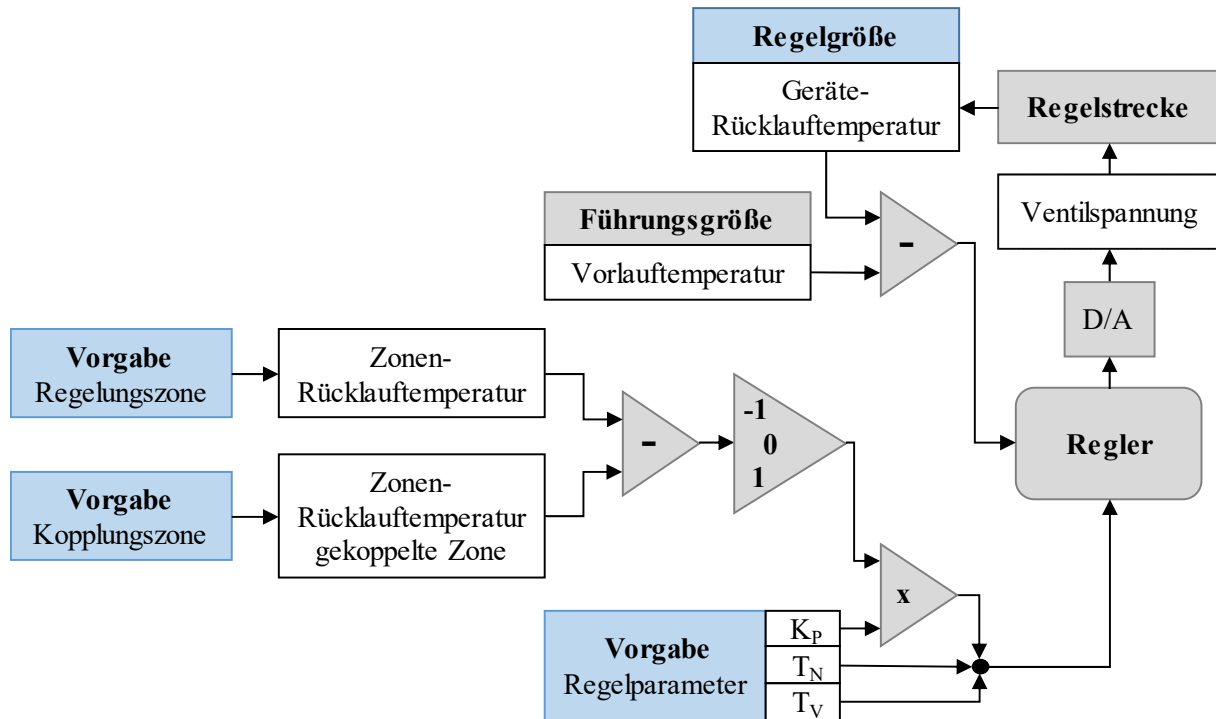


sowie die Wärmekapazität von Öl und umgebendem Material führen zu einer gewissen Versteigung der Medientemperatur.

### 3.5.3 Ventilbaugruppe

Der grundsätzliche Aufbau der Ventilbaugruppe sowie die erforderliche Begrenzung der zwischen den Zonen übertragenen Wärme wird bereits in Kapitel 3.2 beschrieben. Durch eine Kopplung zweier Zonen wird eine Minimierung des erforderlichen Leistungsbedarfes für das Heizen oder Kühlen des Fluides eines der beteiligten Temperiergeräte angestrebt. Hierzu soll die Temperaturdifferenz des Öles zwischen dem Eintritt und Austritt aus dem Temperiergerät verringert werden, sodass im Idealfall keine Wärme zu- oder abgeführt werden muss. Das in Abbildung 3-12 dargestellte Blockschaltbild zeigt die Größen, die für die Regelung herangezogen werden. Die Geräterücklauftemperatur fungiert hier als Regelgröße, während die Sollvorlauftemperatur des Gerätes der Führungsgröße entspricht. Das Stellglied bildet hierbei der Aktor des Dreiwegeventils, sodass die Steuerspannung, welche im Bereich zwischen 2,2 und 10 V liegt, als Stellgröße dient. Bei einer Spannung von 10 V wird das Ventil vollständig in Richtung des Bypasses, ab einer Spannung von circa 2,2 V vollständig in Richtung des Wärmetauschers geöffnet. Entsprechend der Ventilstellung wird demnach definiert, welcher Anteil des Ölvolumenstromes aus dem geregelten Kreislauf über den Wärmetauscher geführt wird. Hierdurch lässt sich die übertragene Leistung in Abhängigkeit der vorliegenden Temperaturdifferenz im Wärmetauscher regulieren. Die Regelstrecke umfasst daher die über den elektrischen Aktor angesteuerte Stellung des Ventilkegels, die resultierende Strömungsbeeinflussung innerhalb des Ventilgehäuses sowie die über die beiden Ölvolumenströme und Temperaturen definierte Wärmeübertragung im Plattenwärmetauscher.

In den Ventilbaugruppen kann jeweils für eine der beiden gekoppelten Zonen eine gezielte Regelung der Geräterücklauftemperatur stattfinden. Eine Berücksichtigung der gekoppelten Zone ist nicht Bestandteil des aktuellen Aufbaus. Hier ergibt sich lediglich eine aus der Regelung der ersten Zone resultierende Rücklauftemperatur. Über das GUI kann durch den Benutzer für beide Ventilbaugruppen festgelegt werden, welche der gekoppelten Zonen als Regelzone und welche lediglich als Kopplungszone herangezogen wird. Die physische Verbindung der Zonen an den Ventilbaugruppen erfolgt über die Schnellkupplungen, sodass beliebige Kombinationen ermöglicht werden. Beide Ventilbaugruppen agieren unabhängig voneinander und jedes Ventil wird über einen eigenen PID-Regler über das Steuerprogramm angesteuert. Die berechnete Stellgröße wird über einen D/A-Wandler in eine Spannung im definierten Bereich zwischen 2,2 und 10 V umgewandelt und an den Stellungsregler des jeweiligen Ventils übertragen. Aufgrund des sehr trägen Verhaltens des Gesamtsystems ist kein hochdynamisches Eingreifen über den Ventilhub erforderlich. Zu diesem Zweck wurde daher ein Ventil mit elektromotorischem Antrieb ausgewählt. Für eine Stellung über den gesamten Nennhub von 15 mm wird eine Stellzeit von 90 s benötigt. Schnelle Änderungen der Stellgröße werden daher über die Charakteristik des Aktors nicht an das System weitergegeben.



**Abbildung 3-12:** Blockschaltbild der Regelung der Geräterücklauftemperatur mittels Ventilbaugruppe

Für die Regelung der Rücklauftemperatur des Temperiergerätes, welches sich im Regelkreislauf befindet, ist eine Einbeziehung der Zonenrücklauftemperaturen der beiden gekoppelten Zonen am Zylinder und damit vor der Ventilbaugruppe zwingend erforderlich. Die zu kompensierende Regelabweichung kann nur dann reduziert werden, wenn im Wärmetauscher an der gekoppelten Seite ein Volumenstrom mit entsprechend gerichteter Temperaturdifferenz zum geregelten Volumenstrom vorliegt. Es wird daher zunächst ein Vergleich der beiden Zonenrücklauftemperaturen durchgeführt, um festzustellen, ob eine Kopplung eine Anpassung der Regelgröße mit dem richtigen Vorzeichen nach sich zieht. Hierzu wird die Differenz der beiden Zonenrücklauftemperaturen gebildet und entsprechend des Vorzeichens der Differenz ein Faktor von 1 oder -1 generiert, der im Anschluss mit dem Verstärkungsfaktor  $K_P$  des Reglers multipliziert wird. Durch diese Anpassung des Vorzeichens des Verstärkungsfaktors wird der Wirksinn des Reglers entsprechend des Vorzeichens der Regelabweichung angepasst und eine ordnungsgemäße Funktion bei beliebigen, im Wärmetauscher vorliegenden Temperaturkombinationen sichergestellt.

## 4 Experimentelle Untersuchungen mit dem Laborsystem

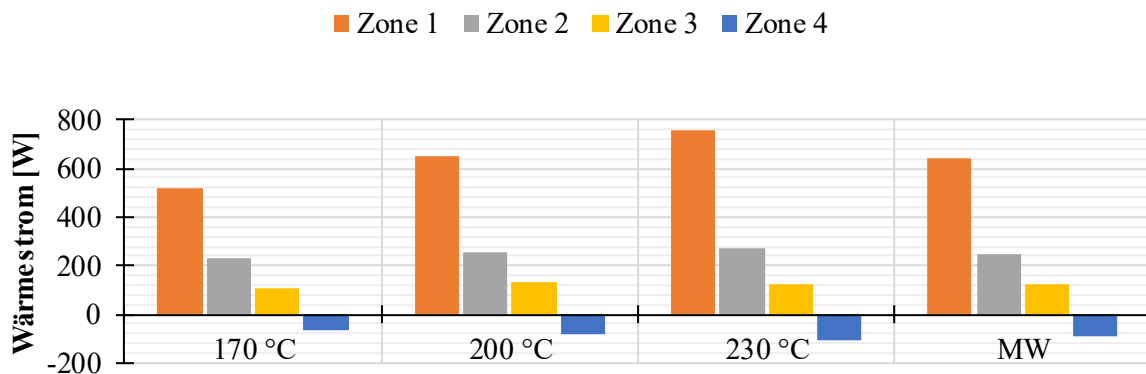
Das im Vorfeld beschriebene Extrusionssystem mit alternativer Flüssigtemperierung wird im Anschluss zur Durchführung verschiedener experimenteller Untersuchungen herangezogen. Zunächst wird durch einen Leerlaufversuch der Einfluss von Verlusten an die Umgebung und die im System angrenzenden Körper auf die Energiebilanz der einzelnen Zonen evaluiert. Die grundlegende Funktionsfähigkeit der Ventilbaugruppe zur Übertragung von Wärme zwischen unterschiedlichen Zylinderzonen wird durch die erzwungene Beheizung und Kühlung der äußeren Zylinderoberfläche mittels elektrischen Heiz-/ Kühlkombinationen nachgewiesen. Im Anschluss werden unter Verwendung verschiedener thermoplastischer Kunststoffe Extrusionsversuche durchgeführt, welche die Einflüsse unterschiedlicher Temperaturführung sowie unterschiedlicher Materialeigenschaften darstellen. Die hier durchgeführten Extrusionsversuche bilden außerdem die Grundlage eines Ansatzes zur Berechnung dieser Zusammenhänge mit Hilfe numerischer Simulationsmethoden. Diese Berechnungen werden im nachfolgenden Kapitel vorgestellt.

### 4.1 Leerlaufversuche

Die Bilanzierung der in den einzelnen Zylinderzonen übertragenen Wärme basiert auf der Temperaturdifferenz zwischen Ölvor- und -rücklauf sowie dem vorgegebenen Volumenstrom. Diese Bilanzierung wird durch die folgenden Faktoren beeinflusst:

- Wärmeaustausch mit der Schmelze
- Wärmeleitung zwischen den angrenzenden Zylinderzonen
- Wechselwirkungen mit der Nutbuchsen-, Flansch- und Drosseltemperierung
- Wärmeübertragung durch den Schneckenschaft in Richtung des wassergekühlten Antriebes
- Umgebungsverluste

Um eine Quantifizierung der prozessunabhängigen Wärmeströme zu ermöglichen, wird zunächst ein Leerlaufversuch durchgeführt, der die sich einstellenden Wärmeströme innerhalb der vier Zylinderzonen ohne den eigentlichen Extrusionsprozess abbildet. Die Schnecke wird hierzu nicht angetrieben und ist nicht mit Material gefüllt. Die Ölvorlauftemperatur aller vier Zonen ist jeweils gleich und wird zwischen 170, 200 und 230 °C variiert. Der Ölvolumenstrom beträgt jeweils 10 l/min. Die Nutbuchse wird durchgehend mit einer Wasservorlauftemperatur von 80 °C versorgt. Der Flansch sowie die Drossel werden durch die elektrische Heizung konstant auf 200 °C temperiert.



**Abbildung 4-1:** Übertragene Wärme in den Zylinderzonen im Leerlauf

Die Wärmeströme sind in Abbildung 4-1 und in allen nachfolgenden Darstellungen von experimentellen Daten immer auf den Extrusionsprozess referenziert. Ein positiver Wärmestrom bedeutet daher, dass dem Prozess Wärme zugeführt und dem Öl Wärme entzogen wird. Es wird geheizt. Ein negativer Wärmestrom steht gleichzeitig für den Kühlfall und eine Wärmeaufnahme durch das die Zone durchströmende Öl. Die Messungen zeigen im Leerlauf eine deutliche Wärmeaufnahme in der ersten Zylinderzone, welche bei den drei durchgeführten Messungen im Durchschnitt bei 641 W liegt. Mit steigender Vorlauftemperatur steigen auch die Beträge der Wärmeströme. Entlang des Zylinders nehmen die ausgetauschten Wärmeströme in den einzelnen Zonen kontinuierlich ab, während in Zone 4 bereits in geringem Maße gekühlt wird. Die Differenz von Zone 1 zu Zone 2 fällt hier am größten aus.

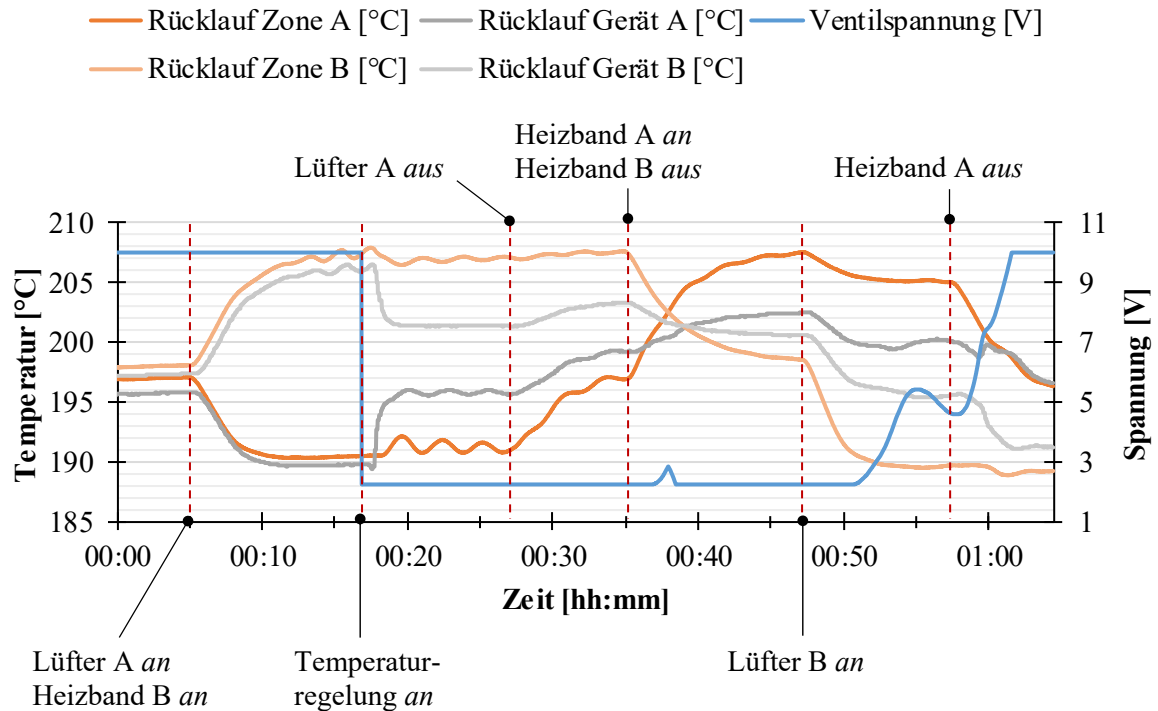
Die beschriebenen Effekte lassen sich auf die Randbedingungen des Versuches, welche in ähnlicher Weise auch während des Prozesses vorliegen, zurückführen. Besonders in der ersten mit dem Temperiersystem versorgten Zone spiegelt sich die Nähe zu der auf 80 °C temperierten Einzugszone wieder. Hier liegt trotz der vorhandenen thermischen Trennung ein Kontakt zwischen den auf stark unterschiedliche Temperaturniveaus temperierten Bauteilen vor. Auch mit der Schnecke besteht im Leerlauf ein gewisser Kontakt, welcher zu einer weiteren Wärmeübertragung in Richtung der gekühlten Nutbuchse sowie der gekühlten Verbindung von Schnecken-schaft und Antrieb führt. Die Steigerung des Wärmestromes bei Erhöhung der Vorlauftemperatur ist in den größeren Temperaturdifferenzen begründet. In den folgenden Zylinderzonen zeigt der Wärmestrom einen deutlich abnehmenden Verlauf, was auf die entsprechend höheren Temperaturen des begrenzenden Zylindermaterials zurückzuführen ist. Die Kontaktfläche zwischen Zylinder und Drosseladapter im Bereich der Schneckenspitze wird über Heizbänder auf 200 °C temperiert.

Im Betrieb ist eine Reduktion der beschriebenen Verluste im Bereich der ersten Zonen zu erwarten, da die über die Schnecke abgeführte Wärme aufgrund der Erwärmung der Schnecke im laufenden Prozess und der deutlich höheren Temperaturen im Bereich des Schneckenschaftes kaum mehr zum Tragen kommen wird.

## 4.2 Funktionsverifikation der Wärmeübertragung mittels Ventilbaugruppe

Zur Demonstration der grundsätzlichen Funktionalität der Ventilbaugruppen zur thermischen Kopplung zweier Kreisläufe wird ein Versuch mit erzwungener externer Beheizung und Kühlung durchgeführt ohne dass der eigentliche Extrusionsprozess hierbei aktiv ist. Hierzu werden an zwei gekoppelten Zonen (vgl. Abbildung 3-4) jeweils eine elektrische Heiz-/ Kühlkombination anstelle der Isolationsmanschette angebracht. Das Öltemperiersystem fördert das Temperiermedium nach entsprechend eingestellter Solltemperatur durch die in den Zylinder eingebrachten Temperierkanäle, während an der Zylinderaußenfläche über die Lüfter und Heizbänder Wärme zu- oder abgeführt werden kann. Hierdurch lässt sich ohne Materialverbrauch und mit kontrollierbarem Heiz- bzw. Kühlbedarf die Funktion der wärmeübertragenden Baugruppe erproben. Bei einer eingestellten Vorlauftemperatur von jeweils 200 °C wird zunächst an einer der Zonen über den Lüfter bei maximaler Drehzahl gekühlt und an der anderen Zone das Heizband mit voller Leitung betrieben. Dies simuliert den Fall, dass auf gleichem Solltemperaturniveau in zwei Zonen ein gleichzeitiger Heiz- und Kühlbedarf besteht. Bei aktivierter Heizung wird das Öl, welches mit einem Volumenstrom von 10 l/min den Kreislauf durchströmt, im vorliegenden Fall um etwa 7,5 °C erwärmt, was einem Wärmestrom von circa 2500 W entspricht. Die Nennleistung des Heizbandes beträgt 2900 W. Im Kühlfall werden dem Öl über den Lüfter 3000 W entzogen, was einer Temperaturabsenkung um circa 9 °C entspricht. Die Nennleistung des verbauten Lüfters beträgt 90 W bei einem Nennvolumenstrom von 430 m<sup>3</sup>/h. Die bei Umgebungstemperatur angesaugte Kühlluft wird zur Oberflächenvergrößerung über Keramikrippensteine geleitet.

Das Verhalten der Ventilbaugruppe bei aktivierter Kopplung der Zonen kann anhand der folgenden Abbildung 4-2 nachvollzogen werden. Die Vorlauftemperatur liegt bei beiden Zonen bei 200 °C. Über die Rücklauftemperatur der Zonen lässt sich der jeweils über die externe Beheizung oder Kühlung zu- oder abgeführte Wärmestrom bestimmen. Die Rücklauftemperaturen der Temperiergeräte zeigen nun den Einfluss, den die Ventilbaugruppe bei jeweiliger Ventilstellung auf die Ölvolumenströme nimmt. Der geregelte Kreislauf ist in diesem Fall Kreislauf A. Das heißt, dass über die Ventilstellung und damit mit Hilfe des Teilvolumenstromes, der den Wärmetauscher durchströmt, die Rücklauftemperatur von Temperiergerät A auf die Vorlauftemperatur von 200 °C geregelt werden soll.



**Abbildung 4-2:** Verlauf von Rücklauftemperatur und Ventilstellung

Abbildung 4-2 stellt den Verlauf der Rücklauftemperaturen sowie die anliegende Ventilspannung über der Versuchszeit dar. Eine Spannung von 10 V entspricht hier einer vollständigen Öffnung des Ventils zum Bypass und damit dem Fall, dass im Wärmetauscher keine Wärme zwischen beiden Kreisläufen übertragen wird. Bereits bei 2,2 V wird das Ventil vollständig zum Wärmetauscher geöffnet. Zunächst sind die sich im Leerlauf einstellenden Rücklauftemperaturen aufgrund unterschiedlicher Verluste innerhalb der Zonen (vgl. Abbildung 4-1) und der Rückläufe zu den Temperiergeräten sichtbar. In Minute 5 wird das Heizband in Zone B und der Lüfter in Zone A aktiviert, die Ventilbaugruppe ist jedoch noch deaktiviert. Das Öl von Kreislauf A durchströmt also nicht den Wärmetauscher, sondern wird vollständig über den Bypass geführt. Die resultierenden Rücklauftemperaturen betragen an Gerät A 190 °C und an Gerät B 206 °C. Die Zonenrücklauftemperaturen stellen sich entsprechend der im Vorfeld beschriebenen übertragenen Wärmemengen ein. In Minute 17 wird über die Steuerung die Temperaturregelung und damit die Anpassung der Ventilspannung gestartet. Im vorliegenden Fall wird das Ventil sofort vollständig zum Wärmetauscher geöffnet, da sich die Temperaturdifferenz zwischen den Geräterückläufen von anfänglich 16 °C auf 5,4 °C reduziert und aufgrund des begrenzten Wirkungsgrades des Wärmeübertragers bei diesem Wert bestehen bleibt. Beide resultierenden Rücklauftemperaturen werden somit an die eingestellte Vorlauftemperatur angenähert, was einen geringen Kühl- und Heizbedarf in beiden Temperiergeräten zur Folge hat. In Minute 27 wird der Lüfter an Zone A ausgeschaltet, was zu einem entsprechenden Anstieg der Rücklauftemperatur an der Zone führt. Aufgrund der weiterhin vorhandenen Differenz zwischen Rück- und Vorlauf von Gerät A und der höheren Temperatur in Kreislauf B, bleibt die

Ventilstellung unverändert. Die Temperaturdifferenz der beiden Kreisläufe nach dem Wärmetauscher bleibt etwa konstant, verschiebt sich jedoch auf ein höheres Temperaturniveau. Der Heizbedarf in Zone A sinkt also weiter während der Kühlbedarf in Zone B wieder zunimmt. In Minute 35 wird nun die Heizung in Zone B deaktiviert und gleichzeitig in Zone A aktiviert. Sobald die Geräterücklauftemperatur in Kreislauf A die Solltemperatur von 200 °C überschreitet, beginnt die Ventilspannung anzusteigen, da der Zonenrücklauf von Kreislauf B eine höhere Temperatur besitzt und somit eine Übertragung von Wärme zwischen den Kreisläufen im vorliegenden Fall eine weitere Entfernung von der Solltemperatur im geregelten Kreislauf A zur Folge hätte. Da die Temperatur im Rücklauf von Zone B jedoch aufgrund der deaktivierten Heizung sinkt, öffnet sich das Ventil wieder vollständig, sobald die Rücklauftemperatur von Zone A wieder unterschritten wird und eine Kopplung erneut eine Reduzierung der Temperaturdifferenz zwischen Gerätevor- und Rücklauf in Kreislauf A bewirkt. Ab Minute 47 wird die Kühlung in Zone B aktiviert und durch das rapide Absinken der Zonenrücklauftemperatur auch in der gekoppelten Zone A die Solltemperatur im Geräterücklauf unterschritten. In diesem Fall liegt in Zone A zwar ein Kühlbedarf vor, die Wärmesenke von Zone B ist jedoch so groß, dass bei vollständiger Öffnung des Ventils die Regelabweichung ansteigt. Daher wird die Ventilspannung erhöht, bis die Solltemperatur wieder erreicht wird. Nach einem leichten Überspringen kann die Temperatur auf den eingestellten Sollwert von 200 °C geregelt werden. Im Anschluss wird in Minute 57 die Heizung in Zone A wieder deaktiviert, was aufgrund der Tatsache, dass dies zu einem Heizbedarf führt und sich die Temperatur der gekoppelten Zone auf einem geringeren Temperaturniveau befindet, zu einer resultierenden Ventilspannung von 10 V und damit einer Deaktivierung der Wärmeübertragung zwischen den Kreisläufen führt.

Mit den im Vorangegangenen dargestellten Fallbeispielen kann die angestrebte Funktion der Baugruppen zur Übertragung von im Prozess auftretenden Wärmeströmen zwischen zwei Temperierzonen nachgewiesen werden. Die implementierte Regelung bezieht sich hierbei auf eine im Vorfeld zu definierende Zone und zielt lediglich auf eine Reduktion des in dieser Zone anfallenden Heiz- bzw. Kühlbedarfs unter Berücksichtigung des in der gekoppelten Zone zur Verfügung stehenden Temperaturniveaus ab. In der gekoppelten Zone kann dies gleichzeitig zu einer Erhöhung der im Temperiergerät erforderlichen Heiz- oder Kühlleistung führen. Eine entsprechende sinnvolle Zuordnung von gekoppelten Kreisläufen ist somit auf Basis der sich prozessbedingt einstellenden Gegebenheiten zielführend. Etwaige Schwankungen in den dargestellten Temperaturen resultieren aus den entsprechenden Vorlauftemperaturen, welche bei schnellen Änderungen der Geräterückläufe nicht vollständig konstant eingeregelt wurden.

### 4.3 Extrusionsversuche

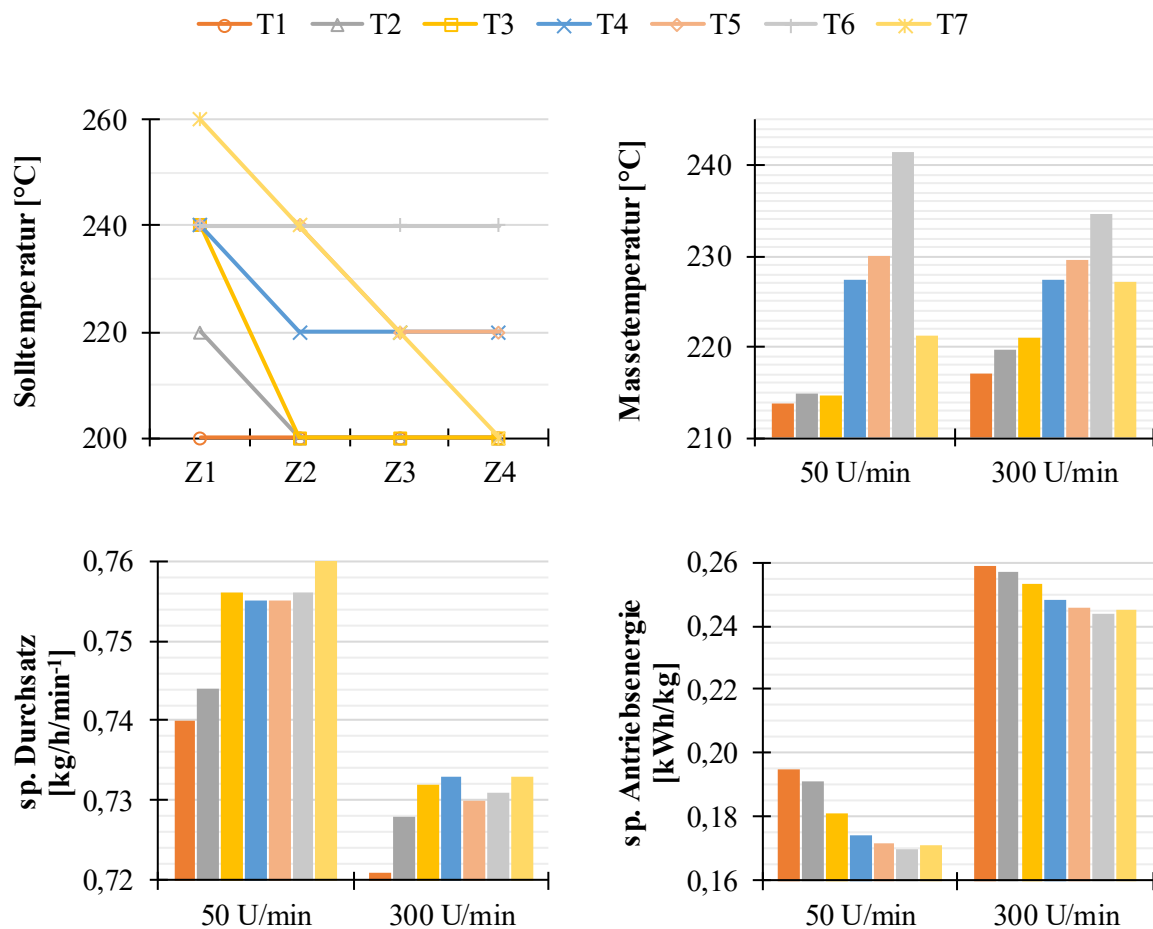
Im Folgenden werden an dem aufgebauten Laborsystem durchgeführte Extrusionsversuche vorgestellt, welche die Einflüsse unterschiedlicher Temperaturführung auf den Prozess verdeutlichen. Des Weiteren wird die Anwendbarkeit der für die Kopplung zweier Zonen vorgesehenen Ventilbaugruppe auf die vorliegenden Prozessbedingungen diskutiert. Es wurden Versuche unter Verwendung von Polyethylen hoher Dichte (PE-HD), Polyethylen niedriger Dichte (PE-LD), Polypropylen (PP) sowie Polyamid 12 (PA12) durchgeführt. Unter Verwendung verschiedener Solltemperaturprofile werden der Einfluss auf die sich einstellenden Prozessgrößen und die mit dem Prozess ausgetauschten Wärmemengen in den einzelnen Zylinderzonen zunächst exemplarisch am Beispiel von PE-HD untersucht. Im Folgenden werden verschiedene Thermoplaste bei konstanten Prozessparametern mit Hinblick auf den Einfluss der unterschiedlichen Materialeigenschaften verglichen. Die herangezogenen Materialeigenschaften sind in Anhang 8.3 zusammengefasst. Eine detaillierte Auflistung aller während der Versuchsdurchführungen erfassten Messdaten, welche in den folgenden Auswertungen nicht dargestellt sind, findet sich in Anhang 8.4. Zur Ermittlung der dargestellten Messdaten wurde nach Änderungen von Prozessparametern das Einstellen von konstanten Betriebsbedingungen sichergestellt und im Anschluss die sekundlich ermittelten Daten über einen Zeitraum von mehreren Minuten gemittelt.

#### 4.3.1 Einfluss der Variation des Zylindertemperaturprofils

Um den Einfluss der Temperaturführung auf die sich einstellenden Prozessgrößen herauszustellen, werden unterschiedliche Temperaturprofile bei der Verarbeitung von PE-HD definiert und jeweils bei Schneckendrehzahlen von 50 und 300 U/min stationäre Betriebspunkte angefahren. Bei einer konstanten Vorlauftemperatur der Nutbuchsentemperierung von 80 °C werden entlang des Zylinders variable Temperatureinstellungen definiert. Verbindungsflansch und Druckdrossel besitzen durchweg eine Solltemperatur von 200 °C.

Abbildung 4-3 zeigt insgesamt sieben unterschiedliche Temperaturprofile, die in den durchgeführten Versuchen analysiert werden. In Profil T1 werden zunächst alle Zonen auf eine Solltemperatur von 200 °C definiert. In Profil T2 und T3 wird jeweils lediglich die Temperatur der ersten Zone um 20 °C erhöht. Profil T4 sieht im Anschluss eine Erhöhung der Temperatur der Zonen 2 bis 4 auf 220 °C vor, während für Profil T5 auch Zone 2 auf 240 °C temperiert wird. In Profil T6 sind alle Zonen auf 240 °C eingestellt und Profil T7 stellt ein über die gesamte Länge fallendes Temperaturprofil von 260 auf 200 °C dar. Der Einfluss dieser Temperaturprofile auf die sich einstellende Massetemperatur, den spezifischen Durchsatz sowie die spezifische Antriebsenergie ist in den weiteren Diagrammen dargestellt. Abbildung 4-4 stellt im Anschluss die in den einzelnen Zylinderzonen zwischen Öl und Zylinderwand übertragene Wärmemenge während der oben beschriebenen Versuche mit PE-HD dar.

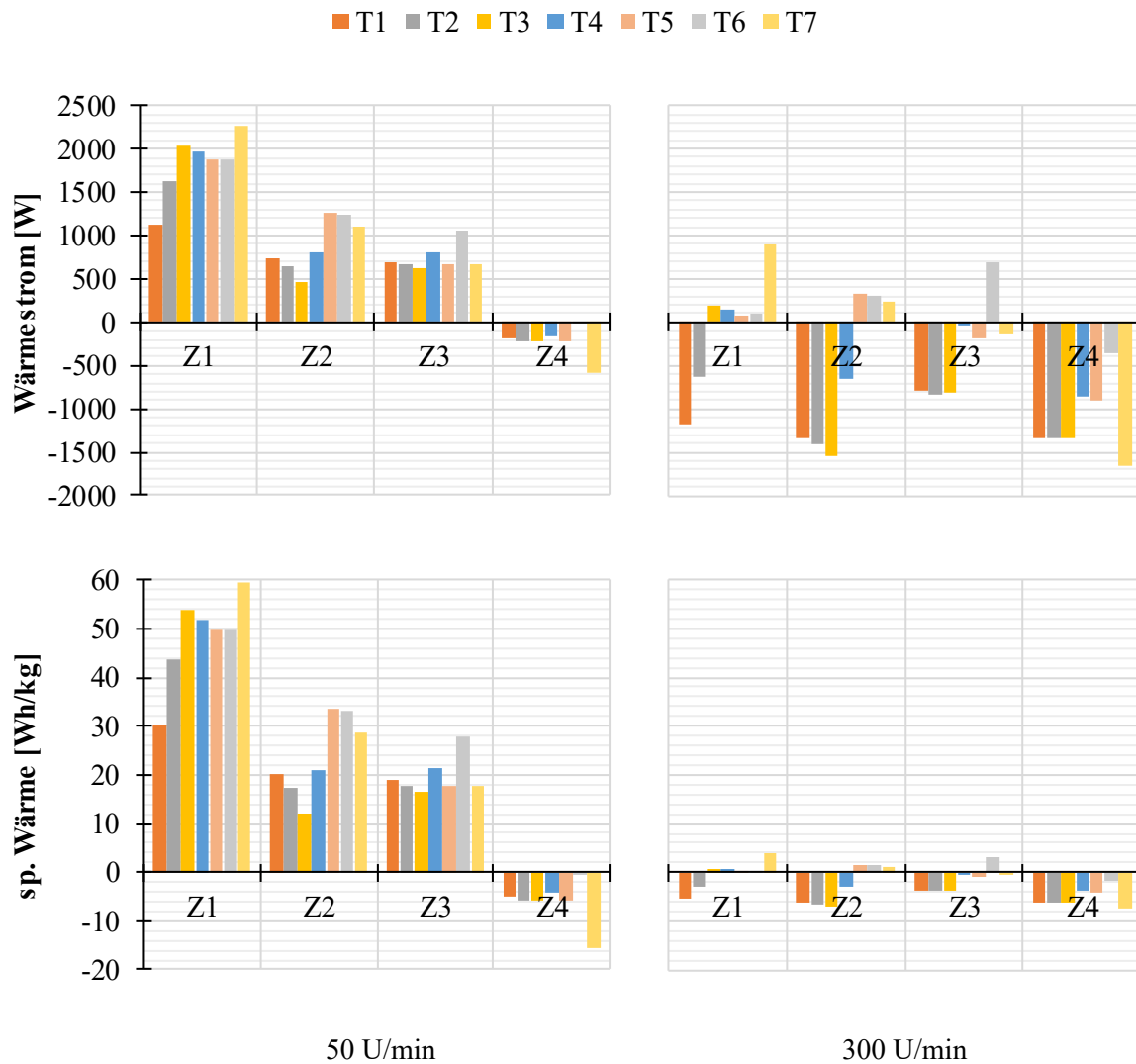




**Abbildung 4-3:** Variation des Zylindertemperaturprofils (PE-HD)

Die unterschiedlichen Temperaturprofile bewirken teilweise eine deutliche Änderung der resultierenden Massetemperatur am Austritt des Extruders. Die maximale Temperaturdifferenz liegt bei 27,6 °C und tritt zwischen den Profilen T1 und T6 bei einer Drehzahl von 50 U/min auf. Eine Erhöhung der Temperatur in Zone 1 führt besonders bei geringen Drehzahlen lediglich zu geringen Auswirkungen auf die Massetemperatur. Bei 300 U/min führt die Erhöhung der Temperatur in Zone 1 um 40 °C zu einem Temperaturanstieg von 4,1 °C an der Messstelle der Schmelzetemperatur. Bei 50 U/min zeigt T3 im Vergleich zu T1 bei geringer Erhöhung der Massetemperatur um 0,8 °C eine Steigerung des Durchsatzes um etwa 2,2 % bei gleichzeitiger Verringerung der erforderlichen spezifischen Antriebsenergie um 7,2 %. Erst eine Erhöhung der Temperatur der Folgezonen spiegelt sich deutlicher in der Massetemperatur wieder. Durch das fallende Temperaturprofil T7 lässt sich in den ersten Zonen relativ viel Energie in den Prozess einbringen, während vor dem Austragen der Schmelze wieder Energie entzogen wird (vgl. Abbildung 4-4). Dies führt zu einer Erhöhung des Durchsatzes bei gleichzeitiger Absenkung der spezifischen Antriebsenergie. Diese Absenkung wird letztlich jedoch teilweise durch eine erhöhte Energieaufnahme im Bereich der Zylindertemperierung ermöglicht.

Bei einer Erhöhung der Drehzahl von 50 auf 300 U/min steigt die Massetemperatur bei den Temperaturprofilen T1 bis T3 sowie T7 an, während sie bei T4 und T5 auf etwa gleichem Niveau verbleibt und bei T6 absinkt. Dies ist durch die definierten Solltemperaturen zu erklären, welche bei T3 und T4 näher an dem sich einstellenden Niveau der Schmelztemperatur liegen. Die in Zone 4 abzuführende Wärmemengen steigen hier weniger stark an. Da die Drehzahlerhöhung zu einer deutlichen Verringerung der Verweilzeit im System führt, kann über die Zylinderwand, auf die Masse bezogen, nur ein sehr viel geringerer Austausch von Wärme stattfinden als bei geringeren Drehzahlen. Daher kann je nach angewendetem Temperaturprofil, auch bei im Verhältnis zur Massetemperatur sehr niedrig oder hoch gewählten Zylindertemperaturen, nur noch weniger Wärme zu bzw. abgeführt werden. Dieser Umstand wird im unteren Abschnitt von Abbildung 4-4 deutlich. Dieser stellt den auf den Massedurchsatz bezogenen Wärmeaustausch mit der Zylinderwand für alle vier Zonen dar und verdeutlicht außerdem den mit steigenden Drehzahlen geringer werdenden Einfluss der über die Zylindertemperierung ausgetauschten Wärme im Vergleich mit der aufgenommenen elektrischen Antriebsleistung. Während beispielsweise bei Temperaturprofil T7 bei 50 U/min die Summe der Beträge aller in den Zonen übertragenen spezifischen Wärmemengen einem Anteil von circa 71 % der aufgenommenen Antriebsenergie entspricht, sinkt dieser Anteil auf 5,3 % bei einer Drehzahl von 300 U/min.



**Abbildung 4-4:** Übertragene Wärme in den Zylinderzonen (PE-HD)

Bei der dargestellten Antriebsenergie handelt es sich um die aus der elektrischen Leistungsaufnahme des Antriebes unter Zuhilfenahme des gemessenen Massedurchsatzes ermittelte Größe. Eine Betrachtung der Enthalpieerhöhung des verarbeiteten Materials bietet die Möglichkeit, Rückschlüsse auf die innerhalb des Systems auftretenden Verluste zu ziehen. Bei den hier berücksichtigten Verlusten handelt es sich um den Wirkungsgrad des Antriebes, bestehend aus Motor und Getriebe, thermische Verluste an die Umgebung sowie über die Nutbuchsentemperierung abgeführte Wärme in der Einzugszone. Außerdem gehen die in Kapitel 3.4 beschriebenen Einflüsse auf die Temperaturmessung in die betrachteten Messwerte ein.

Die Enthalpieerhöhung der Schmelze lässt sich an der Messstelle für Druck und Temperatur bestimmen, indem die Zunahme der inneren Energie durch Dissipation von Antriebsenergie sowie die aufgebrachte hydraulische Leistung zur Druckerhöhung der Schmelze betrachtet werden. Die Zunahme der inneren Energie lässt sich durch Integration der materialspezifischen Wärmekapazität über den Temperaturbereich zwischen Umgebungstemperatur und gemessener

Schmelzetemperatur bestimmen. Die mittels dynamischer Differenzkalorimetrie (DSC) ermittelte Enthalpiekurve des betrachteten PE-HD findet sich in Anhang 8.3. Die hydraulische Leistung ergibt sich als Produkt aus Druckdifferenz und Volumenstrom. Aufgrund des im Vergleich zur inneren Energie ohnehin sehr geringen Anteils der hydraulischen Leistung (ca. 3 – 5 %) wird die Abnahme der Dichte bei steigender Schmelzetemperatur bei der Bestimmung des Volumenstromes hier vernachlässigt. Der Quotient aus der ermittelten Enthalpieerhöhung und der Summe der gemessenen Leistungsaufnahme des Antriebes mit der in den Zylinderzonen übertragenen Wärme ergibt den Gesamtwirkungsgrad des Prozesses. Dieser liegt für die Betriebspunkte bei einer Drehzahl von 50 U/min zwischen 73,3 und 76,7 % sowie zwischen 83,0 und 85,8 % bei einer Drehzahl von 300 U/min.

Die im Vorangegangenen dargestellten Versuchsergebnisse zeigen für das vorliegende System lediglich eine stark begrenzte Anwendbarkeit der thermischen Kopplung zweier Zonen bei den vorliegenden Prozessbedingungen. Der Prozesszustand von gleichzeitigem Heizen und Kühlen tritt bei der vorliegenden Anlagenkonfiguration äußerst selten auf. Des Weiteren ist für die Übertragung der Wärme mittels Wärmetauschern eine entsprechend gerichtete Temperaturdifferenz notwendig. Die Energieaufnahme beim Kühlen muss daher auf einem höheren Temperaturniveau stattfinden als die Energieabgabe beim Heizen. Bei geeigneten Temperaturniveaus ist die übertragbare Wärmemenge in den durchgeführten Versuchen prozessbedingt nur sehr gering. Es kann zwar durch entsprechende Anpassung der Solltemperaturen gezielt ein Prozessfall mit Heiz- und Kühlbedarf hervorgerufen werden, durch die in diesem Fall erforderliche Lage der Temperaturniveaus ist jedoch eine Übertragung der Energie zwischen den einzelnen Zonen nicht ohne weiteres möglich. Dies ist beispielsweise bei Temperaturprofil 7 der Fall. Bei einer Drehzahl von 300 U/min werden prozessseitig in Zone 1 knapp 900 W aufgenommen, während in Zone 4 1700 W abgeführt werden. Aufgrund der Temperaturniveaus der Ölvolumenströme im Rücklauf, die hier bei Zone 1 bei etwa 257 °C und bei Zone 4 bei lediglich 205 °C liegen, ist eine Übertragung der in Zone 4 aufgenommenen Wärme zu Zone 1 nicht möglich. Dennoch zeigt sich bereits in den bisher dargestellten Ergebnissen eine starke Variation der über die Zylinderwand übertragenen Wärmeströme in Abhängigkeit der vorliegenden Prozessparameter und sich hierdurch einstellenden Prozessbedingungen. Dies lässt eine Nutzbarkeit der übertragenen Wärme durch die Verknüpfung mehrerer Extruder, die bei unterschiedlichen Betriebspunkten betrieben werden, erwarten.

#### **4.3.2 Einfluss der Variation der Nutbuchsentemperatur**

Im Folgenden wird der Einfluss der Temperatur der genutzten Einzugszone dargestellt. Hierzu wird die Vorlauftemperatur des Druckwassertemperiergerätes in 20 °C-Schritten von 80 auf 120 °C erhöht. Sämtliche folgenden Zylinderzonen sowie der Flansch und die Druckdrossel sind gleichzeitig auf eine konstante Solltemperatur von 240 °C definiert. Verarbeitet wird erneut das bereits zuvor verwendete PE-HD. Angegeben ist hier lediglich die eingestellte Vorlaufwassertemperatur, da es sich um den klar definierbaren Parameter handelt. Eine dynamische

Anpassung der Wassertemperatur oder des Durchflusses ist bei den zum Einsatz kommenden Komponenten nicht möglich. Im Bereich der Nutbuchse ist ein Thermoelement verbaut, welches eine Messung der lokalen Stahltemperatur erlaubt. Bei den drei definierten Vorlauftemperaturen von 80, 100 und 120 °C stellen sich an der Messstelle über die Betriebspunkte gemittelte Temperaturen von 88,2, 108,9 sowie 126,4 °C ein.

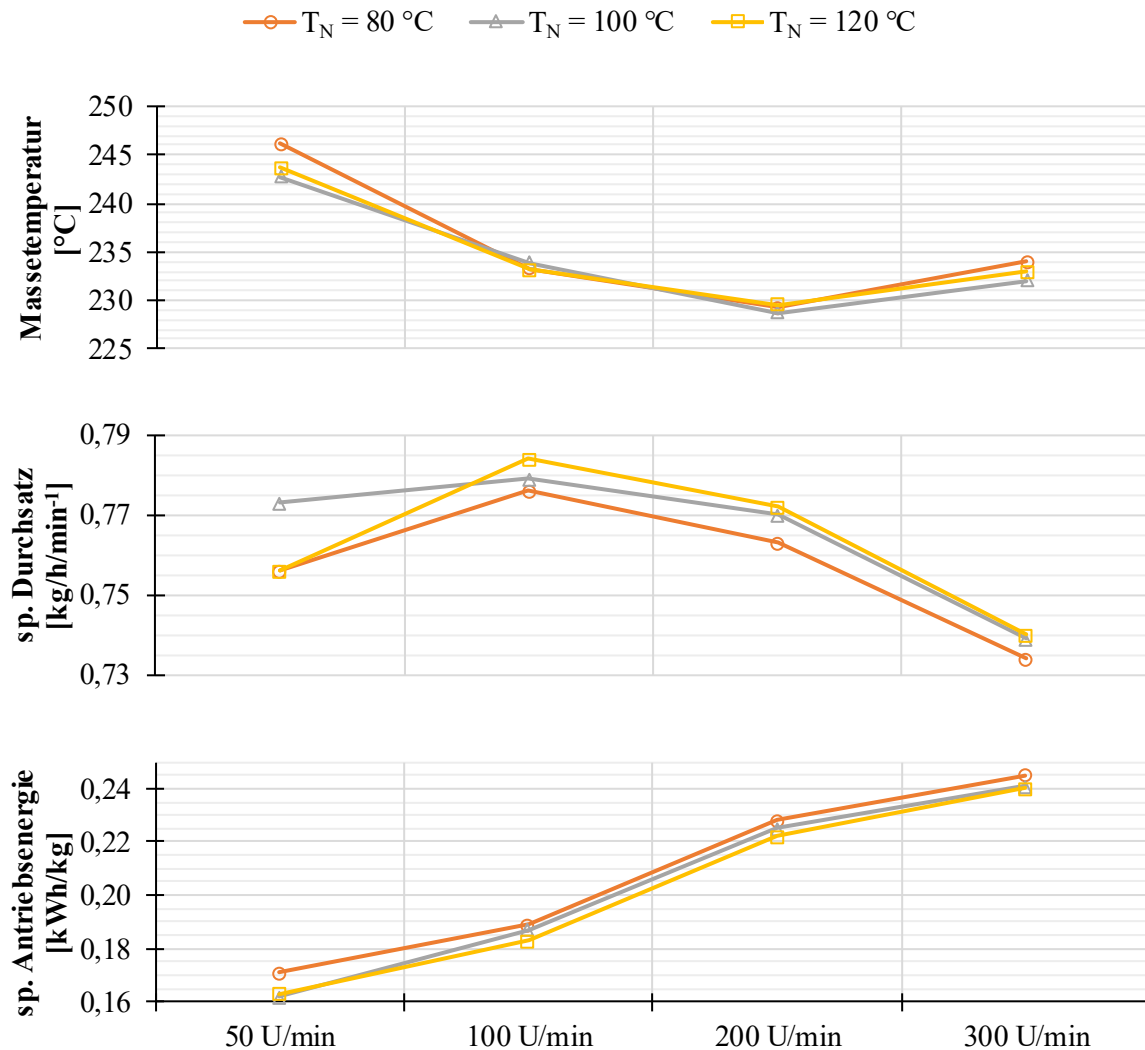


Abbildung 4-5: Variation der Nutbuchsenteperatur (PE-HD)

Die Nutbuchsenteperatur zeigt keinen signifikanten Einfluss auf die Massetemperatur. Die maximale Differenz tritt mit 3,5 °C bei 50 U/min auf. Insgesamt liegt die Massetemperatur bei einer Nutbuchsenteperatur von 80 °C am höchsten, während eine Wassertemperatur von 100 °C zu den geringsten Temperaturen im Extrudat führt. Der spezifische Durchsatz steigt in der Regel mit steigenden Nutbuchsenteperaturen an. Der erheblich abfallende Durchsatz bei einer Temperatur von 120 °C und einer Drehzahl von 50 U/min kann auf ein Anschmelzen des eingezogenen Granulates und den dadurch begründeten Verlust der Förderwirkung der Nutbuchse bei einer zu hohen Einzugszonentemperatur und gleichzeitig zu geringer Förderrate, respektive hoher Verweilzeit, hindeuten. Der Schmelzpunkt des verwendeten Materials liegt

laut Herstellerangaben bei 124 - 128 °C und wird bei dem betrachteten Betriebspunkt im Bereich der Zylinderinnenwand in der Nutbuchse bereits erreicht.

Bei Veränderung der Nutbuchsentemperatur sinkt die spezifische Energieaufnahme des Antriebes analog zur Steigerung des Durchsatzes, da bei gleicher Drehzahl eine größere Menge Material ausgetragen werden kann. Der Einfluss auf die in den folgenden Zylinderzonen übertragenen Wärmemengen fällt hier marginal aus und wird daher nicht dargestellt. Tendenziell sinken die Wärmeströme zwar mit steigender Nutbuchsentemperatur, die Unterschiede liegen jedoch im Bereich der Messungenauigkeiten. Die Versuche zeigen, dass eine Nutbuchsentemperatur von 120 °C aufgrund der nicht mehr sichergestellten Förderwirkung für das verwendete Material nicht empfohlen werden kann. Die Steigerung des Durchsatzes sowie das Sinken der spezifischen Antriebsleistung bei geringem Einfluss auf die Massetemperatur führt jedoch im Allgemeinen dazu, materialabhängig eine möglichst hohe Einzugszonentemperatur zu wählen, bei der ein Aufschmelzen im Bereich der Nuten noch sicher unterbunden werden kann.

#### **4.3.3 Einfluss unterschiedlicher Materialeigenschaften**

Um den Einfluss unterschiedlicher Materialeigenschaften auf die sich einstellenden Prozessgrößen zu untersuchen, wurden drei weitere Materialien auf der Laboranlage verarbeitet und mit dem zuvor untersuchten PE-HD verglichen. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen, werden die Materialien möglichst bei den gleichen Prozesseinstellungen untersucht. Zunächst werden mit PE-HD, PE-LD und PP drei Polyolefine untereinander verglichen, um im Anschluss das PE-HD mit einem PA12 gegenüberzustellen.

Die Versuche mit den Polyolefinen werden bei konstanten Randbedingungen durchgeführt, welche den Einstellungen von Temperaturprofil T1 aus den vorangegangenen Versuchen entsprechen. Die Zylinderzonen sowie der Flansch und die Drossel besitzen alle eine Solltemperatur von 200 °C während die Nutbuchse mit einer Temperatur von 80 °C temperiert wird. Bei jedem der drei Materialien wird die Schneckendrehzahl in vier Stufen zwischen 50 und 300 U/min variiert. Die eingesetzten Materialien unterscheiden sich hinsichtlich ihrer verarbeitungsrelevanten Eigenschaften. Bei dem verwendeten Polypropylen handelt es sich um ein vergleichsweise niedrigviskoses Material, während die Verarbeitung der beiden Polyethylene zu sehr hochviskosen Schmelzen führt, da die Materialien für die Rohr- beziehungsweise Blasfolienextrusion bestimmt sind. Außerdem unterscheiden sich die Werkstoffe relativ deutlich in ihren Schmelzpunkten. Das PE-LD besitzt mit 109 °C die niedrigste Schmelztemperatur. Das PE-HD schmilzt zwischen 124 und 128 °C und das PP erst bei 163 °C. Eine Auflistung von ausgewählten Eigenschaften sowie detaillierte Viskositätskurven der Materialien findet sich in Anhang 8.3.

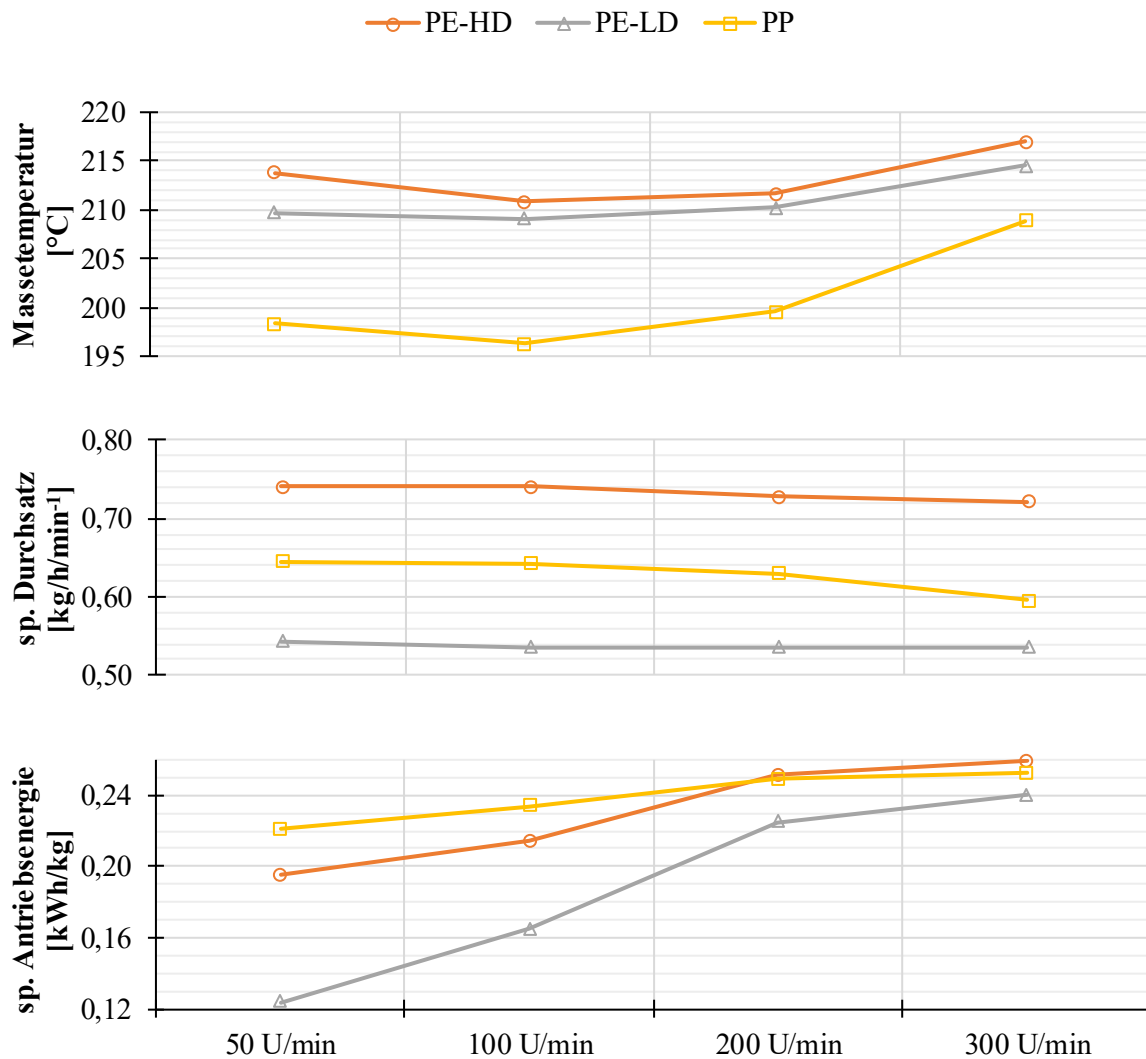
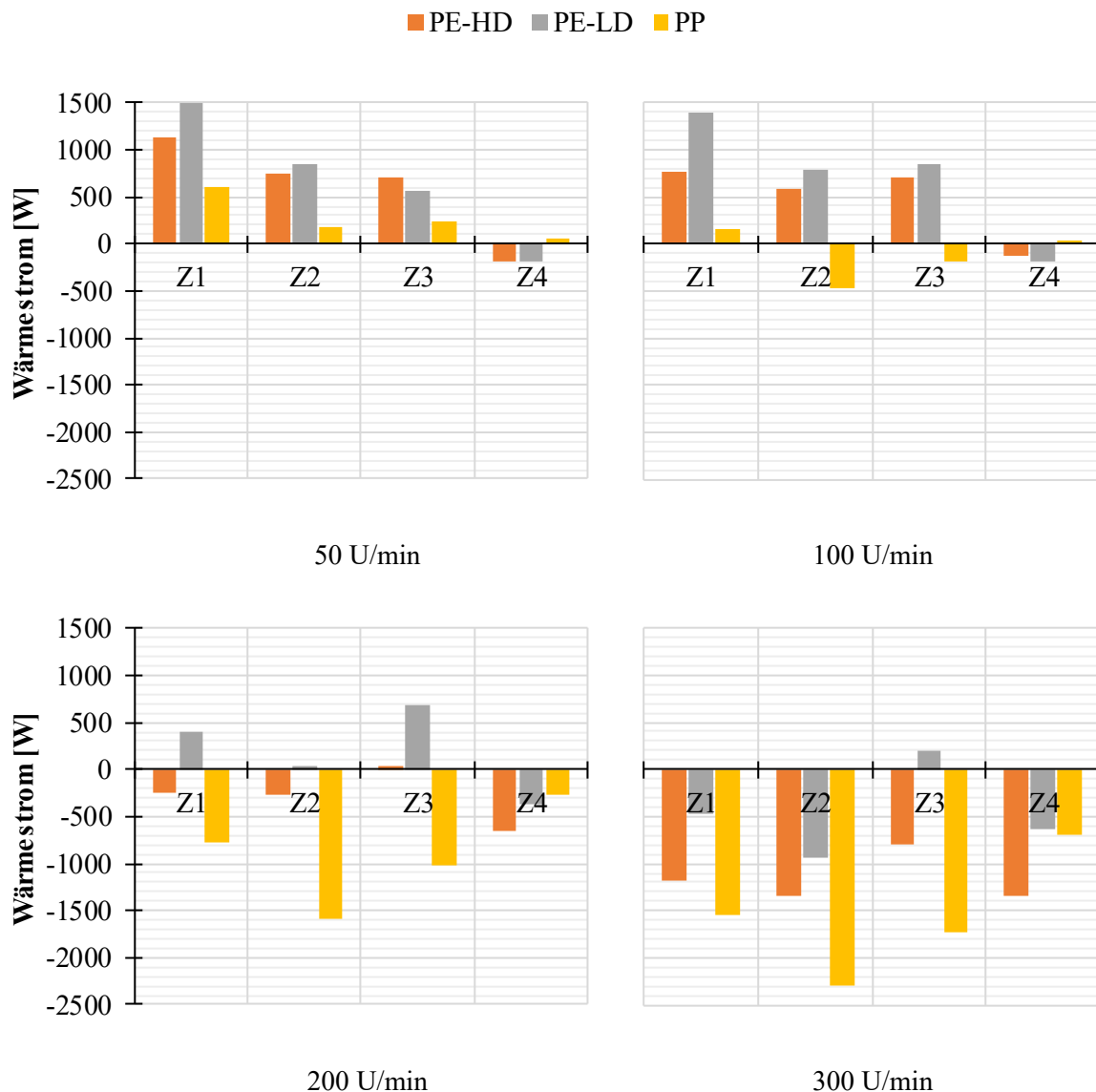


Abbildung 4-6: Vergleich von Betriebspunkten (PE-HD – PE-LD – PP)

Für alle extrudierten Materialien zeigt die gemessene Massetemperatur mit steigender Drehzahl zunächst einen geringen Abfall von 50 auf 100 U/min und bei weiterer Drehzahlerhöhung einen stetigen Anstieg. Das Temperaturniveau von PE-HD und PE-LD liegt dabei deutlich oberhalb dessen von PP wobei der Temperaturanstieg bei steigender Drehzahl beim PP stärker ausgeprägt ist. Das geringere Temperaturniveau ist hierbei durch die signifikant geringere Viskosität der Schmelze des PP begründet. Im Bereich vor der Schneckenspitze verfügt die verwendete Schnecke über eine dreistufige Wendelscherzone, welche zu einer erhöhten Scherbelastung des Materials in diesem Abschnitt führt. Analog zu Gl. 2-2 ist die Dissipation direkt proportional zu der Viskosität, wodurch sich innerhalb des Scherteils eine stärkere Ausprägung der Dissipation für höherviskose Schmelzen ergibt. Dies deckt sich mit den in Abbildung 4-7 dargestellten, in den einzelnen Zylinderzonen übertragenen Wärmeströmen. In Zone 4, welche den Scherbereich der Schnecke umfasst (vgl. Abbildung 5-4), liegt aufgrund der erhöhten Dissipation bei PE-HD und PE-LD über den gesamten Drehzahlbereich ein Kühlbedarf vor. Dies ist bereits bei geringen Drehzahlen der Fall, während in den ersten drei Zylinderzonen noch ein erheblich

Heizbedarf anfällt. Die Verarbeitung des PP erfordert hier währenddessen aufgrund des niedrigeren Viskositätsniveaus einen deutlich geringeren Kühlbedarf.

Der spezifische Durchsatz liegt entsprechend der höchsten Materialdichte bei PE-HD auf dem höchsten Niveau. Das PP führt trotz der im Vergleich zum PE-LD geringeren Dichte zu einem höheren Durchsatz, was durch die aufgrund der deutlich höheren Schmelzetemperatur verbesserte Feststoffförderung innerhalb der genuteten Einzugszone begründet ist. Der leichte Abfall mit steigender Drehzahl bei allen Materialien stellt sich entsprechend der im Vorfeld erläuterten verringerten effektiven Schüttdichte und erhöhten Reibwerten zwischen Granulat und Schnecke ein.



**Abbildung 4-7:** Übertragene Wärme in den Zylinderzonen (PE-HD – PE-LD – PP)

Die Heiz- sowie Kühlbedarfe der einzelnen Temperierzonen stehen in Abhängigkeit des verarbeiteten Materials in Zusammenhang mit der erforderlichen Antriebsleistung. So benötigt beispielsweise das PP im Vergleich zum PE-LD über den gesamten Drehzahlbereich eine deutlich



höhere Antriebsleistung, während gleichzeitig ein sehr viel geringerer Heizbedarf, beziehungsweise deutlich größerer Kühlbedarf besteht. Bei einer Drehzahl von 50 U/min wird dem Prozess beim PE-LD ein Anteil von 79,9 % der eingebrachten elektrischen Antriebsenergie zusätzlich über das Temperiersystem zugeführt. Bei 300 U/min wandelt sich das Vorzeichen aufgrund erforderlicher Kühlung um und der Anteil sinkt auf -4,8 % ab. Beim PP werden bei 50 U/min lediglich 14,8 % der Antriebsenergie zusätzlich als Heizenergie eingebracht und bei 300 U/min bereits -13,7 % herausgekühlt. Der deutlich geringere Heiz- beziehungsweise deutlich höhere Kühlbedarf in den ersten drei Zylinderzonen beim PP ist auf ein späteres Aufschmelzen des Materials zurückzuführen. Aufgrund des um 54 °C höheren Schmelzpunktes verbleibt das Material länger als Feststoff im System, was zu einer Verstärkung der Reibeffekte im Bereich der Zylinderwand führt. Beim PE-LD ergibt sich der hohe Heizbedarf aufgrund der Zylindersolltemperaturen, die sehr viel deutlicher oberhalb der Schmelztemperatur des Materials liegen und daher hier ein frühes Aufschmelzen begünstigen. Prozessbedingungen, die eine Übertragbarkeit von Wärme zwischen einzelnen Temperierzonen ermöglichen, lassen sich hier bei PE-LD feststellen. Bei 200 U/min wird in Zone 4 beispielsweise gekühlt während in den Zonen 1 und 2 geheizt wird. Die in einem idealen verlustfreien Übertragungsprozess transferierbare Wärmemenge liegt hier bei ca. 400 W. Hiermit ließe sich der Heizbedarf von Zone 1 decken. In den anderen dargestellten Betriebspunkten, in denen geeignete Bedingungen auftreten, fallen diese Wärmeströme geringer aus.

Die dargestellten Ergebnisse unterstreichen erneut die starke Abhängigkeit der sich einstellenden Prozessbedingungen von den Eigenschaften der verarbeiteten Rohstoffe, was eine Berücksichtigung dieser Eigenschaften bei der Definition von Prozessparametern besonders auf Anlagen, welche ein bereites Produkt- und Materialspektrum abdecken, erforderlich macht. Dieser Umstand verstärkt sich bei der Verwendung von Standardkunststoffen und technischen beziehungsweise Hochleistungskunststoffen. Bei Polyamid 12 handelt es sich um einen technischen Thermoplast, dessen Viskosität neben der Temperatur und der Schergeschwindigkeit auch eine Abhängigkeit von der Zeit ausweist (vgl. Abbildung 8-7). Im Vergleich zu den im Vorfeld behandelten Polyolefinen wird das Material außerdem grundsätzlich bei einer deutlich höheren Temperatur verarbeitet. Daher wird für die folgenden Darstellungen für das PA12 sowie das PE-HD eine Nutbuchsentemperatur von 120 °C und eine konstante Zylinder- sowie Flansch- und Drosseltemperatur von 240 °C gewählt (T1). Da mit dem gewählten Temperaturprofil beim PA12 aufgrund des Erreichens der Drehmomentgrenze des Antriebes keine Drehzahl von 300 U/min angefahren werden kann, wird hierzu zusätzlich ein Versuchsdurchlauf mit 260 °C in den Zonen 1 bis 3 und 240 °C in Zone 4 durchgeführt (T2).

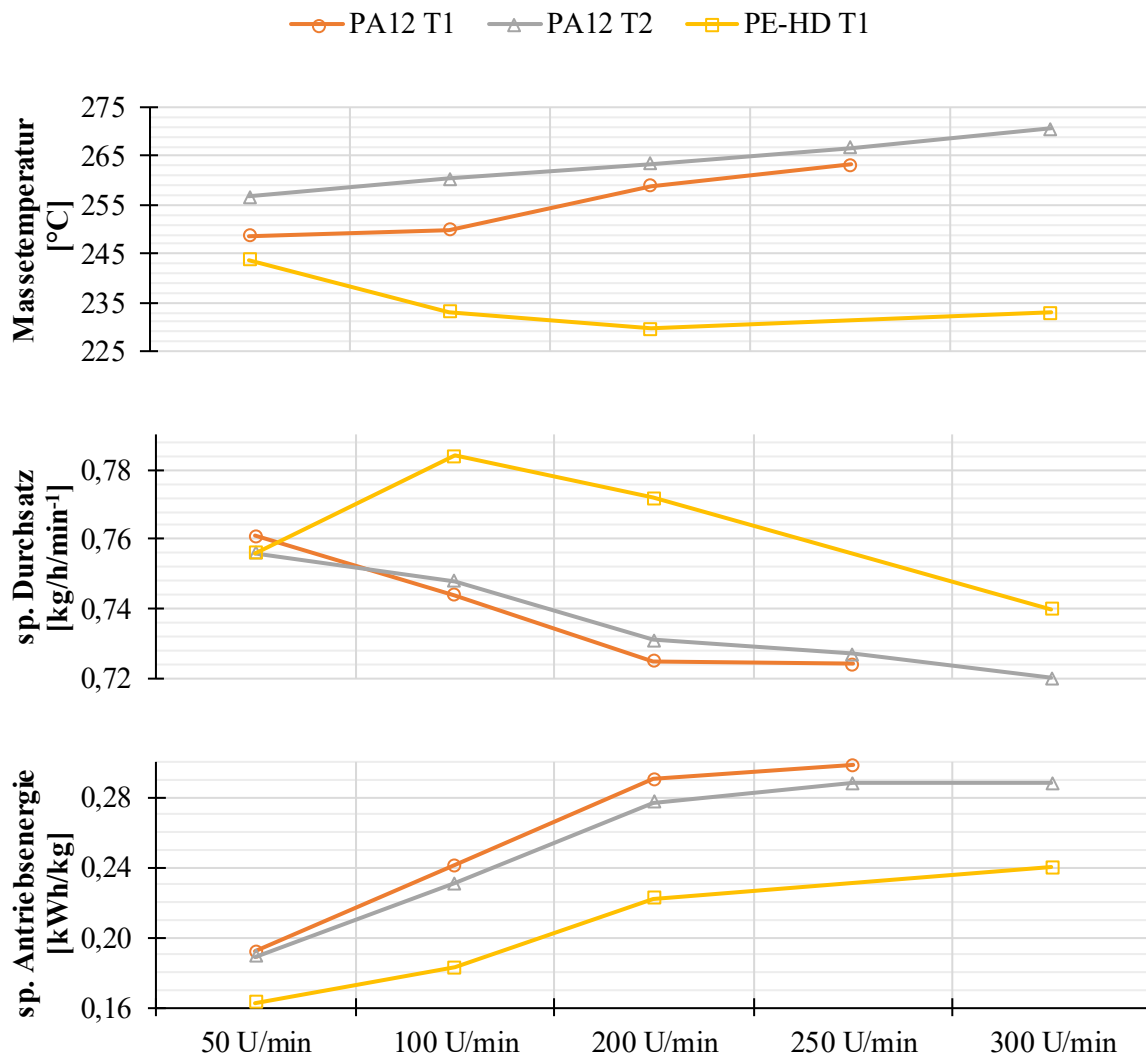
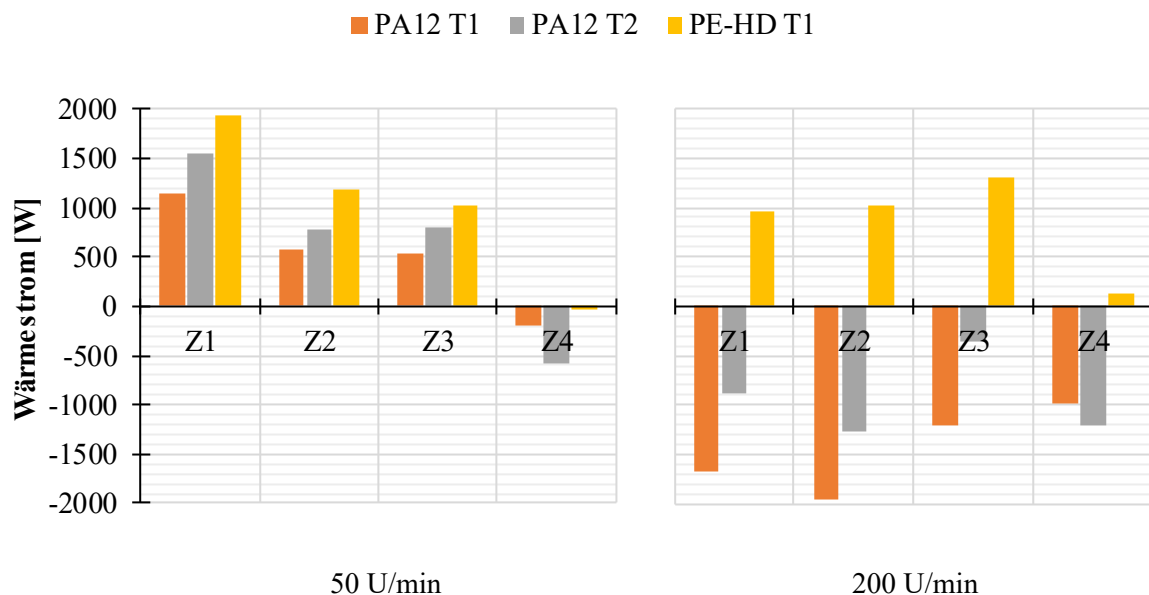


Abbildung 4-8: Vergleich von Betriebspunkten (PE-HD – PA12)

Wie auch in den zuvor beschriebenen Versuchen, zeigt sich aufgrund der stark unterschiedlichen Materialeigenschaften bei gleichen Prozesseinstellungen ein erheblicher Unterschied in den sich einstellenden Prozessgrößen. Die Massetemperatur befindet sich beim PA12 durchgängig auf einem deutlich höheren Niveau und steigt anders als beim PE-HD über den gesamten Drehzahlbereich an. Bei 50 U/min beträgt die Differenz bei gleichem Zylindertemperaturprofil noch 5 °C während das PA12 bei 200 U/min bereits mit einer um 29,3 °C höheren Schmelztemperatur von 258,9 °C ausgetragen wird. Der spezifische Durchsatz liegt beim Polyethylen über dem Niveau des Polyamides. Bei der geringsten Drehzahl tritt der zuvor bereits beschriebene Effekt aufgrund der Nutbuchsentemperatur von 120 °C auf. Der bei gleichen Temperatureinstellungen bei der Verarbeitung des PA12 erzielbare Durchsatz liegt bei 200 U/min bei 93,9 % des mit dem PE-HD erzielbaren Durchsatzes. Der Abfall des spezifischen Durchsatzes mit steigender Drehzahl stellt sich beim PA12 jedoch als weniger stark ausgeprägt dar. Die spezifische Antriebsenergie liegt erwartungsgemäß beim PA12 über dem Niveau des PE-HD.

Bei einer Drehzahl von 200 U/min wird beim Polyamid eine um 30,6 % erhöhte Antriebsenergie je extrudiertem Kilogramm Kunststoff benötigt.

Die Anhebung der Zylindertemperaturen der ersten drei Zonen um jeweils 20 °C führt besonders im niedrigen Drehzahlbereich zu einer weiteren Erhöhung der Massetemperatur, ermöglicht jedoch gleichzeitig eine mäßige Erhöhung des Durchsatzes ab 100 U/min bei gleichzeitig sinkender spezifischer Energieaufnahme. Des Weiteren ist jedoch erst mit dem angepassten Temperaturprofil eine Erhöhung der Drehzahl auf 300 U/min möglich. Bei dieser in den Versuchen maximal angefahrenen Drehzahl stellt sich beim PA12 eine Massetemperatur von 270,6 °C ein, was 37,6 °C über der Temperatur beim PE-HD liegt. Der spezifische Durchsatz liegt bei 0,72 kg/h/min<sup>-1</sup> und entspricht damit 97,3 % des Durchsatzes bei PE-HD. Die erforderliche Antriebsenergie liegt bei maximaler Drehzahl und angepasstem Temperaturprofil noch um 20 % höher als beim PE-HD.



**Abbildung 4-9:** Übertragene Wärme in den Zylinderzonen (PE-HD – PA12)

Die mit dem Zylinder in den einzelnen Zonen ausgetauschten Wärmemengen verdeutlichen erneut den Umstand, dass bei der Verarbeitung von PA12 eine im Vergleich zum PE-HD deutlich erhöhte Dissipation von Antriebsenergie stattfindet. Während beim PE-HD bei beiden dargestellten Drehzahlen in keiner der Zonen signifikante Kühlung erforderlich ist, sondern der Zylinder beheizt wird, um die Solltemperatur von 240 °C zu halten, tritt beim PA12 bei 50 U/min ein deutlich geringerer Heizbedarf und in Zone 4 bereits Kühlbedarf auf. Bei einer Erhöhung der Drehzahl auf 200 U/min stellt sich umgehend ein deutlicher Kühlbedarf ein, der bei Temperaturprofil T1 in allen Zonen über 1 kW liegt. Die hier zusätzlich abgeführte Wärme bedingt den zuvor dargestellten Anstieg der spezifischen Antriebsenergie zwischen den beiden verwendeten Temperaturprofilen beim PA12.

#### 4.3.4 Zwischenfazit

Die in den vorangegangenen Ausführungen dargestellten Ergebnisse der durchgeführten Extrusionsversuche verdeutlichen die komplexen Zusammenhänge und Wechselwirkungen der thermodynamischen Prozesse im Bereich der Plastifiziereinheit. Die auftretenden Wärmeströme entlang der Zylinderoberfläche sind hierbei in großem Maße von den vorliegenden Prozessbedingungen und definierten Prozessparametern abhängig. Insbesondere die Variation der Schneckendrehzahl beziehungsweise des Massedurchsatzes führen durch die Beeinflussung der dissipativen Erwärmung des verarbeiteten Materials zu einer signifikanten Änderung der Ausprägung der Wärmeströme. Während mit steigender Drehzahl die absoluten Wärmeströme tendenziell zunehmen, sinkt die spezifische auf den Durchsatz bezogene Wärmemenge jedoch ab. Dies verringert die Beeinflussbarkeit der Massetemperatur über den Zylinder mit steigendem Durchsatz. Ebenso lässt sich durch die vorgegebenen Temperaturprofile entlang des Plastifizierzylinders ein entscheidender Einfluss auf die übertragene Energie zwischen Prozess und Temperiersystem nehmen. Hierbei ist stets zu beachten, dass durch ungeeignete Temperatureinstellungen der Extrusionsprozess hinsichtlich der Aufschmelzcharakteristik oder der Schmelzequalität negativ beeinflusst werden kann (vgl. Kapitel 2.1.3.2). Auch die Materialeigenschaften der verarbeiteten Kunststoffe nehmen durch unterschiedliche rheologische und thermische Eigenschaften signifikanten Einfluss auf die sich einstellenden Prozessbedingungen.

Das übergeordnete Ziel der experimentellen Untersuchungen war die Identifikation von Betriebspunkten, welche eine prozessinterne Nutzung von auftretenden Wärmequellen und –senken durch den umgesetzten Aufbau des über Wärmetauscher koppelbaren Temperiersystems erlauben. Bei den Untersuchungen mit Hilfe der vorliegenden Anlagenkonfiguration konnten geeignete Betriebspunkte, die eine direkte Übertragung in Richtung anderer Temperierzonen ermöglichen, nur in geringem Maße ermittelt werden. Es treten zwar Wärmeströme unterschiedlicher Vorzeichen und Beträge auf, durch die hierbei vorliegenden Temperaturniveaus wird jedoch die Übertragung der im Kühlprozess aufgenommenen Wärme an Zonen mit Heizbedarf teilweise verhindert. Eine Betrachtung aller durchgeführten Versuche mit unterschiedlichen Materialien und der Variation von Betriebspunkten zeigt jedoch deutlich, dass die hierbei auftretenden Wärmeströme eine grundsätzliche Nutzbarkeit in einem Extrusionsbetrieb möglich machen. Durch das Vorhandensein unterschiedlicher Anlagen und die Nutzung eines Mediums für sämtliche Heiz- und Kühlprozesse lässt sich in vielfältigen Produktionsumgebungen mit parallel betriebenen Maschinen eine Kopplung dieser in einem globalen Temperiersystem realisieren. Abseits der hier betrachteten Einschnckenextrusion mit einer Barrierschnecke, ergeben sich durch unterschiedliche Schneckenkonfigurationen weitere potentielle Nutzungsmöglichkeiten eines gekoppelten Temperiersystems. Die Extrusion thermisch sensibler Materialien auf Planetwalzenextrudern oder die Compoundierung mit gleichlaufenden Doppelschnecken, bei denen bereits häufig flüssigtemperierte Zylinder zum Einsatz kommen, stellen weitere Beispiele für Einsatzmöglichkeiten des untersuchten Ansatzes dar.

## 5 Numerische Simulation der thermischen Effekte im Extrusionsprozess

Im folgenden Kapitel werden die im Vorfeld vorgestellten experimentellen Untersuchungen mit Hilfe von numerischen Simulationsmethoden abgebildet. Durch den Ansatz die Strömungsvorgänge und die hierbei auftretenden thermischen Prozesse während der Extrusion rechnerisch zu ermitteln, bietet sich die Möglichkeit, das Prozessverständnis unabhängig von aufwendigen Versuchsreihen zu steigern und Optimierungspotentiale zu ermitteln. In diesem Zusammenhang soll der Verlauf des Plastifizierprozesses innerhalb der betrachteten Strömungsgeometrie untersucht werden und Aufschluss über dessen Einfluss auf die sich einstellenden thermischen Prozessbedingungen geben.

Der Einsatz von numerischen Strömungsberechnungen (Computational Fluid Dynamics, CFD) bietet die Möglichkeit, komplexe Strömungsprozesse zu beschreiben, welche mit analytischen Berechnungsmethoden nicht oder nur mit erheblichen Vereinfachungen abgebildet werden können. Prinzipiell können bei ausreichender Rechenleistung Strömungen und Wärmeübertragungsvorgänge in beliebigen geometrischen Umgebungen berechnet werden. Da den Berechnungsmethoden allgemeingültige Prinzipien zugrunde liegen, sind den Anwendungsmöglichkeiten kaum Grenzen gesetzt. Die CFD-Simulation hat sich daher mit der stetigen Steigerung der Leistungsfähigkeit von Computersystemen zu einem universellen Werkzeug im Bereich der Analyse, Beschreibung und Optimierung von Strömungsprozessen in technischen und naturwissenschaftlichen Anwendungen entwickelt. Mit Hilfe numerischer Berechnungen lassen sich eine erhebliche Steigung des Prozessverständnisses erzielen und Optimierungspotentiale ermitteln. Durch eine Substitution umfangreicher experimenteller Untersuchungen kann durch die Simulation unterschiedlicher Varianten des Weiteren eine Kostenreduktion in Entwicklungsprozessen ermöglicht werden.

Grundsätzlich basiert die numerische Strömungsmechanik auf der iterativen Lösung der Navier-Stokes Gleichungen in einem diskretisierten Rechengebiet. Hierbei werden die Impulsgleichungen um die Energiegleichung sowie die Kontinuitätsgleichung erweitert. Diese kontinuumsmechanischen Erhaltungsgleichungen werden dabei auf ein infinitesimal kleines Volumenelement bezogen. Durch die Wahl geeigneter Rand- und Anfangsbedingungen lassen sich mit Hilfe numerischer Methoden für jedes diskrete Teilvolumen Näherungslösungen für die Geschwindigkeit in den drei Raumrichtungen, die Temperatur sowie den Druck bestimmen. Anhand der erhaltenen Lösungen können anschließend weitere, die Strömung beschreibende Größen abgeleitet werden. Um eine Lösung der Gleichungssysteme zu ermöglichen, sind die thermodynamischen und rheologischen Eigenschaften der strömenden Stoffe erforderlich. Die materialspezifischen Eigenschaften, wie die Viskosität, die Dichte, die Wärmekapazität und -leitfähigkeit werden in der Regel über gesonderte mathematische Modelle beschrieben, die auf empirischen Daten beruhen. Die diskreten Zellen, in die das Berechnungsgebiet unterteilt wird,

definieren die räumlichen Punkte beziehungsweise Volumina, an denen die Variablen der Strömung im anschließenden Lösungsprozess berechnet werden. Die Ergebnisgenauigkeit sowie der erforderliche Lösungsaufwand werden daher erheblich von der Auflösung des Rechnetzes beeinflusst. Detaillierte Herleitungen und Beschreibungen der zugrunde liegenden Prinzipien und Berechnungsmethoden finden sich beispielsweise in [Her16, LO13].

In den folgenden Ausführungen erfolgt mit Hilfe der CFD-Simulation zum einen eine Berechnung der sich im Prozess einstellenden Temperatur an der Innenwand des Plastifizierzylinders ausgehend von den übertragenen Wärmeströmen. Da die vorgegebenen Zylindertemperaturen bei dem eingesetzten System den Vorlauftemperaturen des Temperieröls entsprechen, weicht die Temperatur an der Zylinderinnenwand, an der der eigentliche Wärmeaustausch mit dem Prozess stattfindet, besonders bei großen Wärmeströmen signifikant hiervon ab. Des Weiteren wird eine Simulation des gesamten Plastifizierprozesses durchgeführt, welche Aufschluss über den Aufschmelzverlauf sowie weitere Parameter, wie die im Bereich der Zylinderwand übertragene Wärme und das erforderliche Drehmoment während des Extrusionsprozesses erlauben soll. Dies wird exemplarisch anhand eines Materials bei verschiedenen Drehzahlen und Temperaturprofilen untersucht und mit den im Vorfeld erhaltenen experimentellen Ergebnissen verglichen.

## 5.1 Bestimmung der Innenwandtemperatur des Plastifizierzylinders

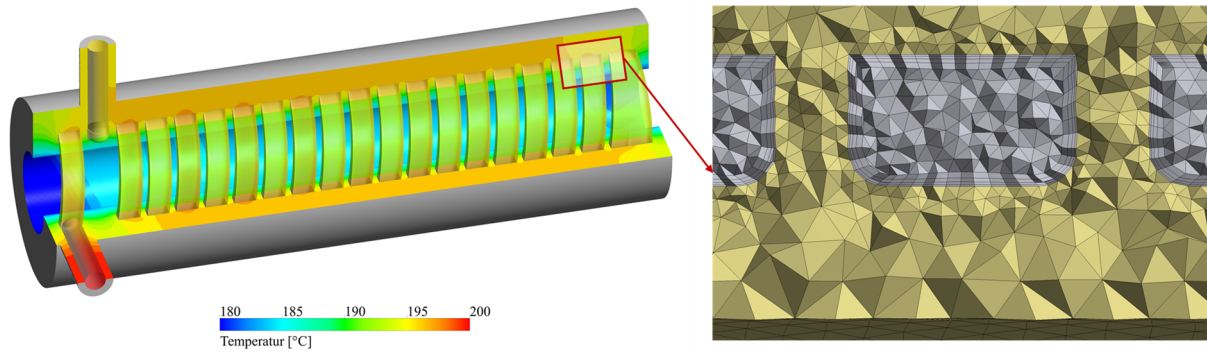
Bei den im Vorfeld dargestellten Versuchsergebnissen ist zu beachten, dass die Temperaturregelung in dem vorgestellten System lediglich auf die Vorlauftemperatur des Temperiermediums bezogen wird. An der Stelle, an der die eigentliche Wärmeübertragung mit dem Prozess stattfindet, stellen sich in Abhängigkeit der Prozessbedingungen stark abweichende Temperaturen ein. Nimmt das Öl bei einer definierten Vorlauftemperatur im Prozess eine große Wärmemenge auf, so liegt die Temperatur an der Zylinderinnenwand, an der die Wärme von der Schmelze aufgenommen wird, auf einem deutlich höheren Niveau. Gleiches gilt umgekehrt für den Fall großer Heizbedarfe.

Liegt ein definierter konstanter Wärmestrom an den begrenzenden Außenflächen vor, stellt sich ein stationäres Temperaturfeld innerhalb der Zylinderwand ein. Die Wandtemperaturen sind in diesem Fall abhängig von den Strömungsbedingungen im Temperierkanal, den Eigenschaften des Temperiermediums sowie der Geometrie und der Wärmeleitfähigkeit der Zylinderwand. Die entsprechenden Bedingungen ergeben sich nach den in Kapitel 2.2.2 gegebenen grundlegenden Prinzipien des konvektiven Wärmeübergangs sowie der Wärmeleitung. In [Gni13] werden Berechnungsgrundlagen für den konvektiven Wärmeübergang bei durchströmten Rohrwendeln gegeben. Durch die Krümmung des wendelförmigen Kanals treten Zentrifugalkräfte auf, die zu einer Sekundärströmung in Form eines Doppelwirbels führen. Aufgrund dieser Sekundärströmung wird ein erhöhter Wärmeübergang bei gleichzeitig höherem Druckverlust im Vergleich zu einem geraden Rohr ermöglicht. Aufgrund der doppelgängigen Kanalführung und

der komplexen Geometrie der Zylinderwand, welche von dem Temperieröl durchströmt wird und über die der Wärmetransport an die Innenwand erfolgt, ist eine exakte analytische Berechnung der sich einstellenden strömungsmechanischen und thermischen Gegebenheiten nicht möglich.

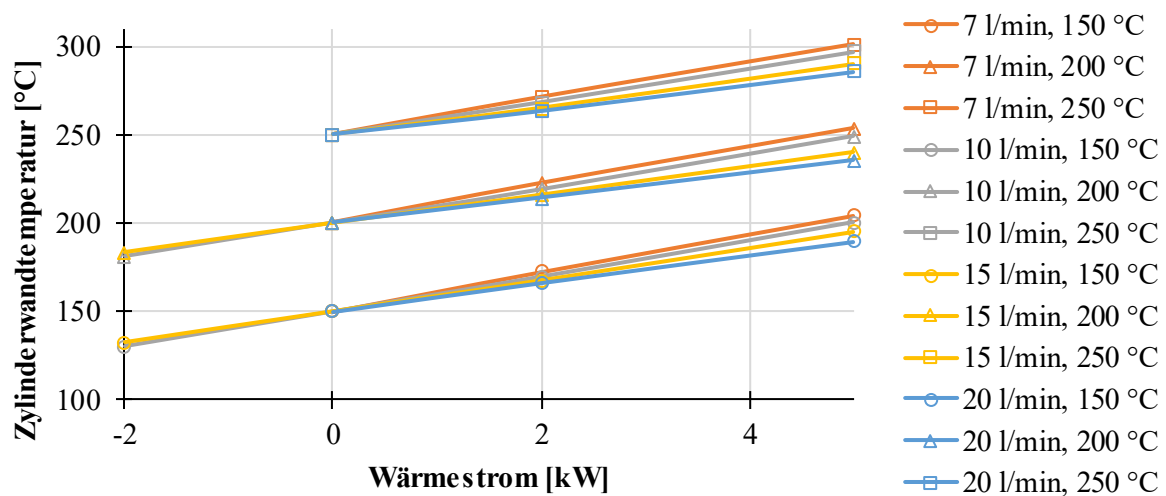
Unter Zuhilfenahme der CFD-Simulation lassen sich die Strömungsparameter konkret für die gegebene Geometrie berechnen und das, sich innerhalb der Zylinderwand einstellende Temperaturfeld bestimmen. Diese Methode wurde bereits für die in Kapitel 3.3.1 beschriebene Auslegung der Kanalgeometrie genutzt, indem bei konstanten Prozessvorgaben der Einfluss unterschiedlicher Geometrieparameter des Kanals untersucht wurden. Mit Hilfe des finalen Geometriemodells lässt sich nun analog der Einfluss variabler Prozessparameter bestimmen. Um ausgehend von den zugrundeliegenden Daten des Ölvolumenstromes eine Temperaturbestimmung an der Zylinderinnenwand einer einzelnen Zone zu erlauben, wird angenommen, dass der Wärmestrom, der dem Öl zu- oder abgeführt wird, dem an der Zylinderinnenwand übertragenen Wärmestrom mit dem Prozess entspricht. Dies kommt der Annahme adiabater Außenflächen gleich und vernachlässigt somit Umgebungsverluste sowie zwischen den einzelnen Zonen über das Zylindermaterial übertragene Wärme. Für den vorgegebenen Wärmestrom an der Zylinderinnenwand wird des Weiteren vorausgesetzt, dass er gleichmäßig über die gesamte Innenfläche verteilt auftritt.

Das CAD-Modell des finalen Plastifizierzylinders, welches die Kanalgeometrie beinhaltet, wird auf den Bereich einer einzelnen Temperierzone reduziert und das Strömungsgebiet sowie das umgebende Zylindermaterial diskretisiert. Um eine ausreichend genaue Abbildung der Strömungsbedingungen und des Wärmeüberganges auf die Zylinderwand zu ermöglichen, werden besonders die wandnahen Bereiche innerhalb des Strömungskanals mit einem hochauflösenden Rechnernetz versehen. An der Zylinderwand existiert eine 0,1 mm dicke Prismenschicht, welcher drei weitere Schichten mit einem Wachstumsfaktor von 1,5 folgen. Das verbleibende Volumen wird mittels Tetraederelementen vernetzt, die im Bereich des Fluides eine maximale Größe von 1 mm und im Bereich des Feststoffes maximal 2,5 mm aufweisen. Für das gesamte Modell ergibt sich hiernach eine Anzahl von 9,0 Mio. Zellen. Die Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Nitrierstahls wird entsprechend der Herstellerangaben zu 42,6 W/mK definiert. Die temperaturabhängigen Stoffdaten des Wärmeträgeröls (Anhang 8.1) werden erneut als Wertetabelle hinterlegt und linear zwischen den Messwerten interpoliert.



**Abbildung 5-1:** Modell einer Zylinderzone mit angewandeter Diskretisierung

Anhand des aufgestellten Simulationsmodells werden verschiedene Betriebspunkte mit unterschiedlichen Ölvorlauftemperaturen, Volumenströmen und Wärmeströmen berechnet. Da der Wärmestrom an der Zylinderinnenwand als Randbedingung vorgegeben wird, stellt sich hier ein Temperaturfeld ein, welches von der Wärmeleitung durch die Zylinderwand und dem Wärmeübergang auf das strömende Temperieröl abhängig ist. Nach Bildung der mittleren Wandtemperatur lassen sich im Anschluss aus den ermittelten Simulationsergebnissen die Abhängigkeiten der Innenwandtemperatur von den vorliegenden Volumenströmen, den Vorlauftemperaturen und den Wärmeströmen herleiten.



**Abbildung 5-2:** Mittlere Temperatur der Zylinderinnenwand bei unterschiedlichen Prozessbedingungen

Die vorangehende Abbildung zeigt die berechnete Zylinderinnenwandtemperatur für verschiedene Volumenstrom-Vorlauftemperatur-Kombinationen mit linearer Interpolation zwischen den berechneten Datenpunkten für unterschiedliche Wärmeströme. Bei einem Volumenstrom von 10 l/min und einer Vorlauftemperatur von 200 °C liegt demnach beispielsweise eine mittlere Innenwandtemperatur von 218,8 °C vor, wenn ein Wärmestrom von 2 kW aufgenommen wird. Es stellt sich hier ein nahezu linearer Zusammenhang ein. Mit steigendem Volumenstrom



ergibt sich aufgrund des erhöhten Wärmeüberganges zwischen Temperiermedium und Zylinderwand und der geringeren Temperaturabsenkung des Öles innerhalb der Geometrie eine geringere Steigung der Temperaturdifferenz zwischen der Zylinderinnenwand und dem Ölvorlauf. Anhand der Berechnungsergebnisse ist die Annahme einer konstanten Steigung bei gleichbleibendem Volumenstrom gerechtfertigt. Dies ist gleichbedeutend mit einer Vernachlässigung des Temperatureinflusses auf die Viskosität und damit der Beeinflussung der Strömungsverhältnisse durch die Vorlauftemperatur des Öls. Die sich einstellende Temperaturdifferenz ist daher lediglich von dem Volumenstrom und dem übertragenen Wärmestrom abhängig. Der Einfluss des Volumenstromes auf den Wärmeübergang lässt sich anhand der Berechnungsergebnisse als logarithmischer Zusammenhang definieren. Für die mittlere Temperatur der Zylinderinnenwand ergibt sich damit für die vorliegende Geometrie, mit dem Volumenstrom in l/min und dem Wärmestrom in kW, der folgende Zusammenhang.

$$T_i(\dot{V}, \dot{Q}, T_{ein}) = m(\dot{V}) \cdot \dot{Q} + T_{ein} \quad \text{Gl. 5-1}$$

$$\text{mit } m(\dot{V}) = -3,32 \ln(\dot{V}) + 17,221 \quad \text{Gl. 5-2}$$

Da die Vorlauftemperatur, der Volumenstrom sowie der übertragene Wärmestrom auch experimentell erfasst werden können, lässt sich die Innenwandtemperatur unter Berücksichtigung der zuvor geschilderten Annahmen anhand des dargestellten Zusammenhanges im Betrieb bestimmen. Mit Hilfe der über die Simulation für den konkreten Anwendungsfall ermittelten Gegebenheiten können daher Prozessdaten ermittelt werden, die im umgesetzten System nicht messtechnisch erfasst werden. Die abgeleitete überschlägige Wandtemperaturbestimmung der Zylinderzonen findet sich auch in den im Anhang 8.4 dargestellten Daten für alle durchgeführten Versuchsreihen.

## 5.2 3D-CFD-Simulation des Plastifizierprozesses in der Schneckenextrusion

Wie bereits in Kapitel 2.1 erläutert, handelt es sich bei dem Aufschmelzprozess während der Extrusion um einen komplexen Vorgang, der durch die Zusammenhänge zwischen der vorliegenden Geometrie, den Prozessparametern und den jeweiligen Materialeigenschaften bestimmt wird. Für die Auslegung der Komponenten und die Vorausberechnung von Prozessbedingungen besteht daher die Notwendigkeit, auf eine geeignete Modellbildung zurückzugreifen. Hierzu ist es zwingend erforderlich, gleichzeitig die feste und die flüssige Phase innerhalb des Schneckenganges abzubilden und den temperaturabhängigen Phasenübergang zu berücksichtigen. Es existieren verschiedene Ansätze, den Plastifiziervorgang innerhalb des Extrusionsprozesses zu beschreiben und vorherzusagen. Grundsätzlich basieren die ersten Ansätze der Modellierung auf den bereits erwähnten Arbeiten von Maddock und Tadmor [Mad59, Tad66, TDK67], welche kontinuierlich erweitert und modifiziert wurden. Basierend auf der Abwick-

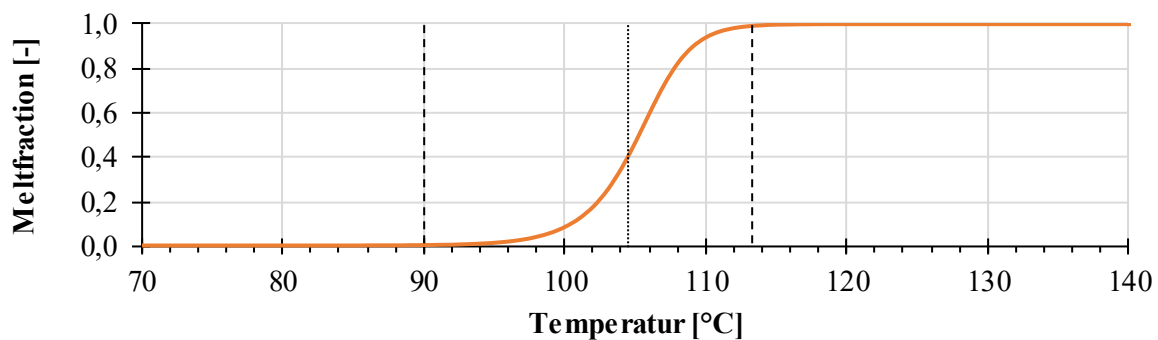
lung des Schneckenganges und der von Maddock nachgewiesenen Charakteristik des Plastifizierprozesses wird eine Berechnung des sich innerhalb der Geometrie einstellenden Profils des Feststoffbettes in Einschneckenextrudern ermöglicht. Es handelt sich hierbei jedoch um eine stark vereinfachte Betrachtungsweise, der eine Vielzahl von Annahmen und Vereinfachungen zugrunde liegen, sodass nur ein eingeschränkter Einblick in den Prozess gegeben wird.

Um einen möglichst flexiblen Ansatz zu ermöglichen, empfiehlt es sich jedoch, das Feststoff-Schmelze-Gemisch, unabhängig von einer zu erwartenden Charakteristik des Aufschmelzprozesses, als fließfähiges Kontinuum abzubilden. Diese Herangehensweise ermöglicht die Anwendung auch auf beliebige Kanalgeometrien und ist nicht auf die Betrachtung eines abgewinkelten Schneckenganges angewiesen. Mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation lassen sich somit grundsätzlich beliebige Strömungsprozesse innerhalb einer dreidimensionalen Abbildung des Schneckenganges berechnen. Besondere Bedeutung kommt hierbei der Implementierung des Phasenüberganges von Feststoff auf Schmelze sowie einer realistischen Abbildung des sich ebenfalls innerhalb des Kanals fortbewegenden Feststoffbettes zu. Hierzu wird das Feststoffbett durch ein hochviskoses Fluid dargestellt, während der Schmelze ein üblicher Ansatz zur mathematischen Beschreibung des strukturviskosen Materialverhaltens zugeordnet wird. Über die temperaturabhängige spezifische Wärmekapazität kann außerdem die Aufschmelzenthalpie berücksichtigt werden. Hierdurch lassen sich konventionelle CFD-Systeme nutzen, um den gesamten Strömungs- und Plastifizierprozess abzubilden und bei Bedarf sämtliche geometrischen Details zu berücksichtigen. Die erforderliche Definition der Viskosität im Feststoffbereich kann hierbei jedoch einen unerwünschten Einfluss auf die Berechnungsergebnisse nehmen, da für die Darstellung des nicht fließfähigen Feststoffbettes eine besonders hohe Viskosität erforderlich ist. Diese hohe Viskosität beeinflusst jedoch gleichzeitig massiv die berechnete Dissipation und führt zu einer gesteigerten Plastifizierleistung, obwohl in der Realität keine Dissipation innerhalb eines kompaktierten Feststoffbettes stattfindet.

Karrenberg stellt in [KW13, KW14] einen Ansatz vor, der ein neuartiges Materialmodell nutzt, um das Feststoff-Schmelze-Gemisch als einzelnes fließfähiges Kontinuum darzustellen und gleichzeitig eine stetige aber klare Trennung der Eigenschaften ermöglicht. Die Unterscheidung zwischen Feststoff und Schmelze geschieht hierbei temperaturabhängig und lässt ebenfalls Bereiche mit einer Mischung beider Zustände zu. Hierzu wird zusätzlich eine als Meltfraction bezeichnete Funktion eingeführt, welche eine klare Abgrenzung zwischen Feststoff und Schmelze innerhalb des Kontinuums erlaubt. Für jede Zelle des diskretisierten Fluidvolumens wird durch die Meltfraction der Anteil der Schmelze innerhalb des Kontrollvolumens definiert, wobei bei einem Wert von 0 lediglich Feststoff vorliegt, während die Meltfraction bei reiner Schmelze den Wert 1 annimmt.

$$MF(T) = \left( \frac{\tanh((T - T_M) \cdot TS) + 1}{2} \right)^{MS} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Der Verlauf der Meltfraction entspricht dabei dem des hyperbolischen Tangens und berechnet sich nach Gl. 5-3. Hierbei entsprechen  $T$  der vorliegenden Massetemperatur und  $T_M$  der Schmelztemperatur des Materials. Um einen kontinuierlichen Übergang von Feststoff zu Schmelze zu realisieren, wird  $T_M$  als Ort der größten Steigung der Funktion beziehungsweise als Temperatur, bei welcher die annähernd latente Wärmezufuhr beim Phasenwechsel auftritt, angenommen, sodass sich anschließend mit Hilfe der Faktoren  $TS$  (Transition-Scaling) und  $MS$  (Melt-Shift) der materialspezifische Verlauf des Übergangs anpassen lässt. Abbildung 5-3 stellt den Verlauf der Meltfraction-Funktion für das PE-LD bei einer angenommenen Heizrate von 140 K/s dar. Das Material beginnt bei einer Temperatur von 90 °C aufzuschmelzen, die Schmelztemperatur  $T_M$  beträgt 104,43 °C und der Aufschmelzvorgang ist bei 113,25 °C abgeschlossen. Die verwendete Heizrate entspricht der im Bereich des Schmelzefilms auftretenden Heizrate bei einer Schneckendrehzahl von 100 U/min für die vorliegende Schnecke. Eine ausführliche Beschreibung der Einflüsse von Heizraten-Effekten sowie deren Berechnung und Implementierung in das Materialmodell wird in [Kar16] bis in den High-Speed-Bereich gegeben.



**Abbildung 5-3:** Meltfraction-Funktion für PE-LD

Diese Funktion erlaubt somit eine Unterscheidung von Feststoff und Schmelze sowie von Übergangsbereichen im Rahmen des Materialmodells. Die für die Berechnung erforderlichen rheologischen und thermodynamischen Materialeigenschaften werden für den Feststoff- und den Schmelzebereich definiert und lassen sich entsprechend der vorliegenden Feststoff-Schmelze-Anteile überlagern. Der Meltfraction-Faktor ermöglicht damit außerdem, die unerwünschte Dissipation innerhalb des Feststoffes unabhängig von der definierten Viskositätsfunktion effektiv zu verhindern, da die Dissipation nur für den in einer Zelle vorhandenen Schmelzeanteil bestimmt wird und etwaige Feststoffanteile nicht mit einbezogen werden. Die neben der Meltfraction-Funktion erforderlichen Funktionen zur vollständigen Beschreibung der Materialeigenschaften nach [Kar16] sind mit den im weiteren Verlauf verwendeten Parametern in Anhang 8.5 dargestellt. Hierbei handelt es sich um benutzerdefinierte Funktionen für die Viskosität, die spezifische Enthalpie, die spezifische Wärmekapazität, das spezifische Volumen, die Wärmeleitfähigkeit und die Dissipation, welche den durch die Meltfraction-Funktion bestimmten Faktor  $MF(T)$  berücksichtigen.

Um den Plastifizierprozess mit Hilfe der CFD-Simulation dreidimensional abbilden zu können, ist es erforderlich, die Rotation der Schnecke innerhalb des Zylinders zu berücksichtigen. In der Realität ändert sich durch die Drehbewegung ständig die Position des Schneckensteges, sodass eine instationäre Betrachtung notwendig erscheint. Da eine entsprechende Anpassung des Simulationsraumes und die damit einhergehende schrittweise Neuberechnung der Diskretisierung zu einem erheblichen zusätzlichen Rechen- und Zeitaufwand führt, wird ein mit der Schnecke rotierendes Bezugskoordinatensystem, ein sogenanntes Moving Reference Frame, eingeführt. Dies ermöglicht eine stationäre Berechnung der grundsätzlich instationären Vorgänge innerhalb des Extruders. Prinzipiell entspricht dieser Ansatz der kinematischen Umkehr, die bereits in den vereinfachten Betrachtungen mittels abgewickelter Schneckengänge zum Einsatz kam. Die Rotation der Schnecke wird hierzu durch eine Rotation des Zylinders mit entgegengesetzter Rotationsrichtung ersetzt. Das Strömungsgebiet bleibt somit zeitlich unverändert und eine stationäre Betrachtung der Vorgänge ist möglich. Da sich die Schnecke hierbei jedoch im Stillstand befindet, ist dieser Ansatz in gewisser Weise fehlerbehaftet. In der Realität treten auch bereits an der Schneckenoberfläche Umfangsgeschwindigkeiten auf, die zu Scheinkräften, der Coriolis- und der Zentrifugalkraft, führen. Diese werden jedoch durch den Einsatz eines Single Reference Frames im Lösungsprozess des Solvers berücksichtigt, da sich das gesamte Strömungsgebiet im Bereich der Schnecke innerhalb des rotierenden Koordinatensystems befindet. Mittels dieses Ansatzes findet keine zeitliche Änderung des Fluidvolumens mehr statt und der Strömungsvorgang kann stationär betrachtet werden. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, diese Herangehensweise entsprechend der Komplexität des betrachteten Strömungsproblems anzupassen und gegebenenfalls auch mehrere, sich relativ zueinander bewegendes Strömungsgebiete zu definieren. Bei Verwendung dieses Multiple Reference Frame Ansatzes werden die einzelnen Geometriebereiche an definierten Grenzflächen miteinander gekoppelt, sodass eine stationäre Betrachtung weiterhin möglich bleibt.

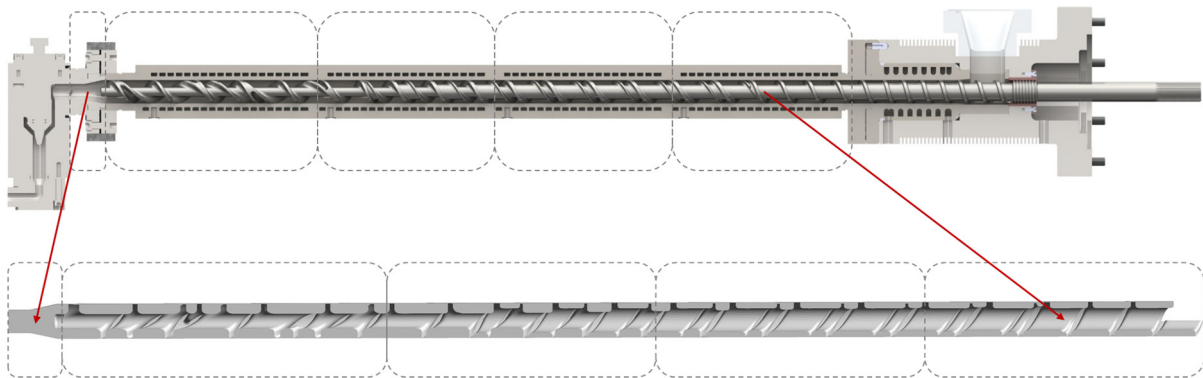
Das dargestellte Modell wurde unter anderem bereits erfolgreich eingesetzt, um den Plastifizierprozess einer Barrierschnecke in einem durchgängig genuteten Zylinder zu berechnen [KNW16]. Außerdem wurde die Eignung für Prozesse im Bereich der High-Speed Extrusion anhand eines neuartigen Plastifizierkonzeptes mit rotierender Schneckenhülse nachgewiesen [Kar16]. Da aufgrund der besonders hohen Drehzahlen während der Berechnung große Gradienten auftreten, wird die numerische Robustheit des Ansatzes erneut verdeutlicht.

### 5.2.1 Simulation der eingesetzten Plastifiziereinheit

Der im Vorfeld vorgestellte Berechnungsansatz soll im Folgenden angewendet werden, um die hier auftretenden Effekte im Extrusionsprozess zu beleuchten. Hierzu soll der gesamte Schneckenbereich abgebildet werden, indem der Plastifizier- und Homogenisierprozess stattfindet. Bei der Plastifizierschnecke, die in dem in dieser Arbeit aufgebauten Extrusionssystem zum Einsatz kommt, handelt es sich um eine Barrierschnecke mit Wendelscherteil. Die Schnecke

besitzt einen Durchmesser von 45 mm und eine Länge von 37 D. Die dreistufige Wendelscherzone erstreckt sich über eine Länge von 10 D im letzten Schneckenabschnitt. Abbildung 5-4 zeigt den aus dem Modell der Plastifiziereinheit abgeleiteten Simulationsraum. Die genutete Einzugszone wird hier demnach nicht berücksichtigt, sodass der Zylinder im gesamten betrachteten Gebiet eine glatte Innenoberfläche aufweist und lediglich der heiße Zylinderabschnitt in die Berechnung einfließt.

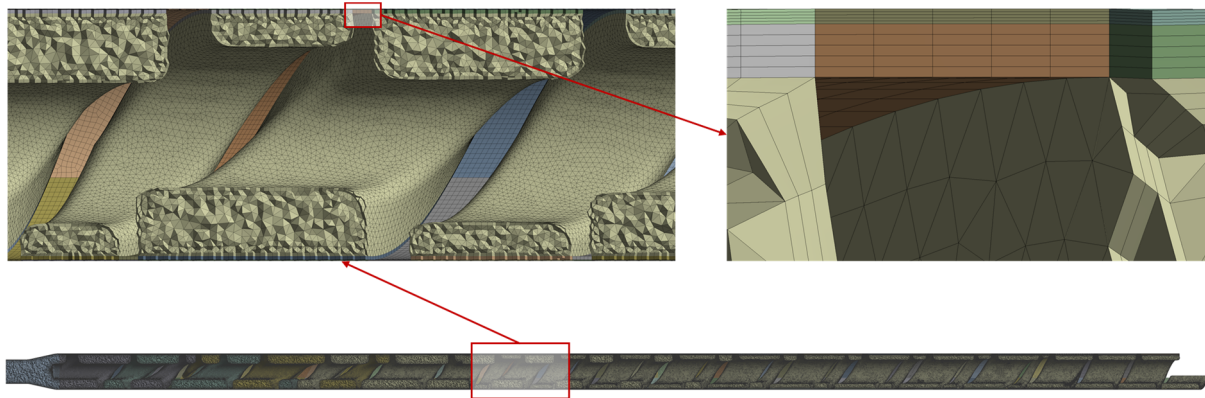
Die vier vorhandenen Temperierzonen werden entsprechend über eine Unterteilung der zylinderförmigen Begrenzungsfläche abgebildet. Diese Abschnitte entsprechen jeweils der Zonenlänge, um individuelle Randbedingungen und eine separate Auswertung der sich einstellenden Wärmeströme zu erlauben. Nach der Schneckenspitze wird der anschließende Kanal bis zu der Position berücksichtigt, an der sich die Messstelle für Massetemperatur und -druck am Laborsystem befindet. Der Zylinderwand wird in diesem Bereich eine separate Austrittszone zugeordnet. Zone 1 umfasst somit die 1-gängige Vorplastifizierzone und den Beginn des Barrieresteges. Während Zone 2 vollständig durch die 1-paarige Barriere-Plastifizierzone ausgefüllt wird, läuft der Feststoffkanal bereits in Zone 3 aus. Die 3-stufige Wendelscherzone beginnt am Ende von Zone 3 und erstreckt sich über die gesamte vierte Zone bis zur anschließenden Schneckenspitze.



**Abbildung 5-4:** Simulationsraum der Barrierschnecke

Die Diskretisierung des komplexen Fluidvolumens wird mit Hinblick auf die Anforderungen des Extrusionsprozesses durchgeführt. Besonderes Augenmerk ist hierbei daher auf die Abbildung der engen Spaltbereiche und wandnahen Regionen zu legen, da der Aufschmelzvorgang signifikant von den Effekten innerhalb des Schmelzefilms im Bereich der Zylinderwand abhängt und die mit Abstand größten Scherraten in den engen Spalten zwischen den Schneckenstegen und dem Zylinder auftreten. Um eine ausreichend genaue Diskretisierung zu erzielen, wird die Definition des Rechennetzes in verschiedene Bereiche unterteilt, sodass sich die Netzeigenschaften auf die erforderlichen Anforderungen anpassen lassen. Abbildung 5-5 zeigt das diskretisierte Fluidvolumen in verschiedenen Zoomstufen. Es kann somit sichergestellt werden, dass über die gesamte Schneckenlänge die Dicke des Leckspaltes zwischen Hauptsteg

und Zylinder mit fünf quaderförmigen Elementen diskretisiert wird. Dies führt zu einer Elementdicke von lediglich 0,035 mm im Leckspalt. Hieran schließen weitere fünf Elemente an, die sich entsprechend der Dicke des Barrierespalt es weiter in radialer Richtung erstrecken. Die Schneckengänge verfügen im Bereich der Schneckenoberfläche sowie angrenzend an die Spaltdiskretisierung über drei Prismenschichten von 0,2 mm Dicke und sind im Inneren mit Tetraedern mit einer Größe von maximal 2 mm vernetzt. In allen wandnahen Bereichen wird die Elementgröße auf 1 mm begrenzt. Das finale Rechenetz, mit dem die Berechnungen im Anschluss durchgeführt werden, verfügt über eine resultierende Gesamtanzahl von 9,36 Mio. Elementen.



**Abbildung 5-5:** Diskretisierung des Fluidvolumens

Die Definition der Randbedingungen orientiert sich an den zur Verfügung stehenden experimentellen Ergebnissen. Beispielhaft wird die Verarbeitung von PE-LD bei unterschiedlichen Variationen der Drehzahl und der Zylindertemperaturen beleuchtet. Dadurch, dass das betrachtete Strömungsgebiet über eine durchgängig glatte Zylinderoberfläche verfügt, lässt sich die Schneckenrotation über ein einzelnes Bezugssystem, also den Single Reference Frame Ansatz umsetzen. Das Strömungsgebiet und die Schneckenoberfläche rotieren daher vollständig mit der jeweiligen Schneckendrehzahl, während sich die Zylinderwand im Absolutsystem im Stillstand befindet. Dies ermöglicht eine realitätsnahe stationäre Berechnung der Strömung bei rotierender Schnecke.

Das Material tritt als kompaktes Volumen mit einer Temperatur von 25 °C und umgeben von einem dünnen Schmelzefilm zu Zylinderwand und Schnecke in das Strömungsgebiet ein. Der Schmelzefilm entspricht dabei der Dicke der verfeinerten Wanddiskretisierung und wird mit einer Temperatur von 113,25 °C, also der Temperatur, die den Abschluss des Aufschmelzbereichs für das verwendete Material darstellt, angenommen. Dies verhindert einen direkten Kontakt des Feststoffes mit den metallischen Oberflächen, was durch die Annahme, dass es sich bei dem Feststoff um ein hochviskoses Fluid handelt, zu einem Wandhaften des Feststoffbettes und damit zu physikalisch unplausiblen Ergebnissen im Lösungsprozess führen würde. Aus diesem Grund wird auch der als adiabatisch angenommenen Schneckenoberfläche eine Minimaltemperatur aufgeprägt, die der Temperatur des eintretenden Schmelzefilms entspricht. Besonders im An-

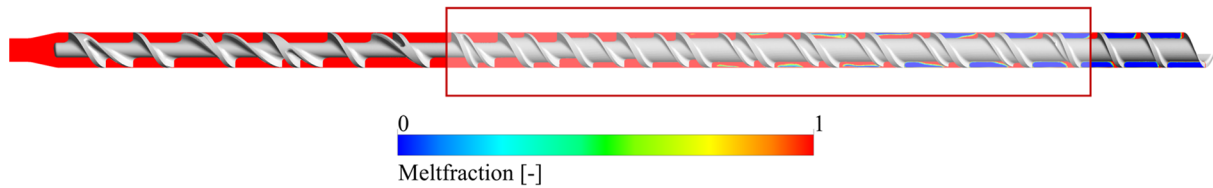
fangsbereich des Simulationsraumes kann dadurch ein eventuelles Verdrängen des Schmelzfilmes an der Schnecke verhindert werden. Aufgrund der adiabaten Schneckenoberfläche kann die Temperatur aber auch höhere Werte annehmen. Es wird lediglich ein Unterschreiten der Schmelztemperatur verhindert. Die Zylindertemperatur wird innerhalb der vier Zonen jeweils als konstant angenommen und im Laufe der Berechnungen variiert. Dies ermöglicht eine Bestimmung des sich in Abhängigkeit der Wandtemperatur einstellenden Wärmestromes in den einzelnen Temperierzonen. Die Außenwand im Bereich des Austritts nach der Schnecke wird als adiabat definiert. Der in das Strömungsgebiet eintretende Massestrom entspricht dem Durchsatz bei entsprechender Drehzahl. Dieser wird, ebenso wie der am Austritt anliegende Gegendruck, aus den zur Verfügung stehenden Ergebnissen der durchgeführten Versuche übernommen.

### 5.2.2 Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen

Das aufgestellte Simulationsmodell der Plastifiziereinheit wird mit dem im vorangegangenen Absatz sowie Anhang 8.5 dargestellten Materialmodell für eine vollständige Berechnung der Strömungsvorgänge innerhalb des betrachteten Simulationsraumes angewendet. Nach der Durchführung einer Berechnung mit gegebenen Randbedingungen stehen sämtliche die Strömung beschreibenden Größen für alle diskreten Kontrollvolumina innerhalb des Strömungsgebietes zur Verfügung und können für eine Beurteilung des Prozessverhaltens genutzt werden. Durch die zusätzlich eingeführte Meltfraction-Funktion kann außerdem leicht der Aufschmelzverlauf dargestellt werden. Besonders Augenmerk soll hier auf den sich einstellenden Aufschmelzverlauf bei unterschiedlichen Drehzahlen sowie den Einfluss der Zylindertemperatur gelegt werden. Zunächst werden der grundsätzliche Aufschmelzverlauf auf Plausibilität überprüft und die sich einstellen Wärmeströme in den einzelnen Zylinderzonen mit den zur Verfügung stehenden zugehörigen Versuchsergebnissen verglichen. Im Anschluss werden die Auswirkungen unterschiedlicher Wandtemperaturen diskutiert.

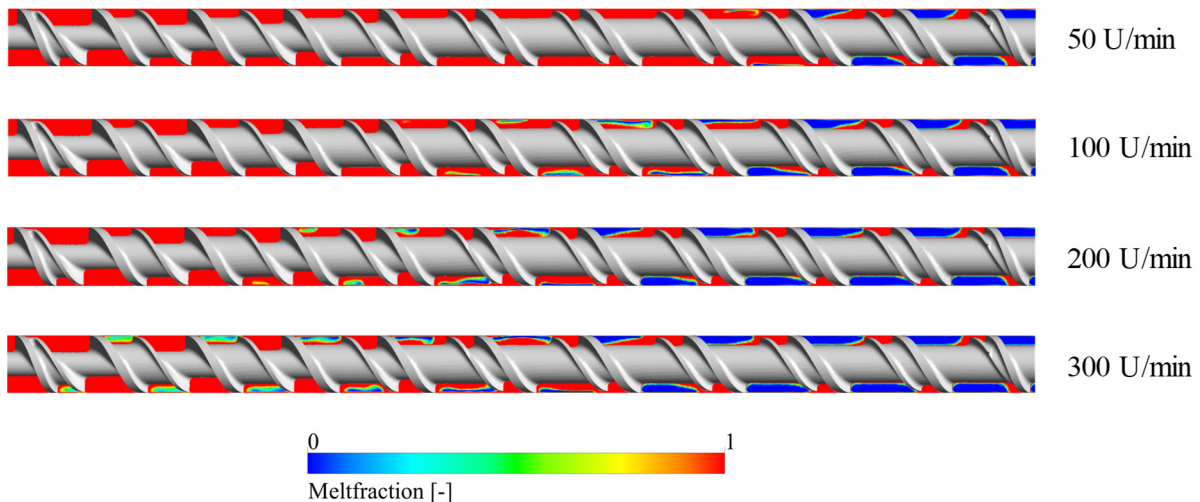
Zunächst werden Simulationen analog zu den Versuchen mit PE-LD aus Kapitel 4.3.3 durchgeführt. Hierzu können der Durchsatz sowie der Druck vor der Druckdrossel als Randbedingungen für die Simulation aus den Versuchsergebnissen übernommen werden. Ebenso werden die Wandtemperaturen in den vier Zylinderzonen mit Hilfe von Gl. 5-1 aus den Messwerten der Versuche bestimmt und jeweils als konstante Randbedingung für die gesamte Zylinderfläche der entsprechenden Zone vorgegeben. Wie in den Versuchen wurden Simulationen mit vier unterschiedlichen Drehzahlen bei 50, 100, 200 und 300 U/min durchgeführt. Die folgende Abbildung 5-6 stellt den sich einstellenden Aufschmelzverlauf anhand der Meltfraction-Funktion für das gesamte Strömungsgebiet bei einer Drehzahl von 100 U/min dar.





**Abbildung 5-6:** Berechneter Aufschmelzverlauf bei 100 U/min

Der berechnete Aufschmelzverlauf und die Verteilung von Feststoff und Schmelze innerhalb der Schneckengänge zeigt prinzipiell eine gute Übereinstimmung mit dem erwarteten Prozessverhalten. So tritt das feste Material, wie in den Randbedingungen definiert, von einem dünnen Schmelzefilm umgeben in die Geometrie ein. Die Schmelze sammelt sich im weiteren Verlauf vor der aktiven Flanke und der sich bildende Schmelzepool vergrößert sich zunehmend in Extrusionsrichtung. Mit Beginn des Barrieresteges ist dieser umgehend vollständig mit Schmelze gefüllt und auch im weiteren Verlauf tritt kein Feststoff in den Schmelzekanal ein. Das Feststoffbett wird im Anschluss zunehmend abgebaut und der gesamte Schneckengang füllt sich mit Schmelze. In der folgenden Abbildung wird der markierte Bereich, der die gesamte Barrierezone umfasst, für die vier betrachteten Drehzahlen dargestellt.



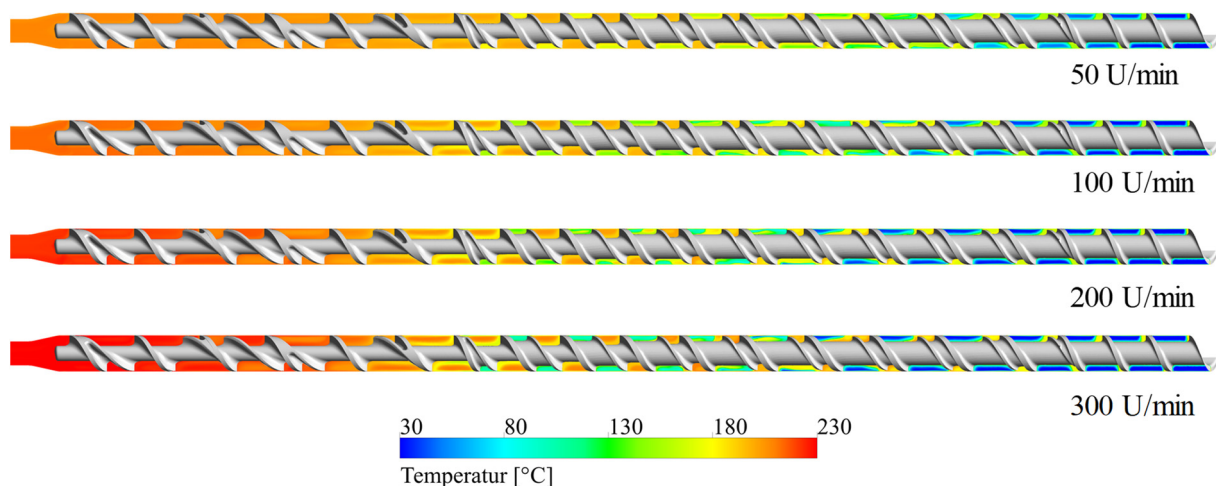
**Abbildung 5-7:** Aufschmelzverlauf innerhalb der Barrierezone bei unterschiedlichen Drehzahlen

Der Aufschmelzverlauf zeigt die erwartete deutliche Abhängigkeit von der Schneckendrehzahl. So ist bei einer Drehzahl von 50 U/min der Aufschmelzvorgang in der betrachteten Schnittdarstellung bereits im dritten Schneckengang fast vollständig abgeschlossen. Wie bereits in den Grundlagen erwähnt, hat die Verweilzeit des Materials im System hier einen signifikanten Einfluss, sodass sich bei steigenden Drehzahlen über einen sehr viel weiteren Bereich entlang der Schnecke Feststoff innerhalb des Systems befindet. Dies wird durch die Verteilung der Meltfraction-Funktion in den Simulationen bestätigt. Die axiale Position, an der die letzten Feststoffbereiche vollständig aufschmelzen, verschiebt sich entsprechend steigender Drehzahl in Extrusionsrichtung. Bei einer Drehzahl von 300 U/min ist der Feststoffkanal bis zu seinem



Ende mit Feststoffanteilen gefüllt, sodass in diesem Bereich geringe Anteile von Feststoff-Schmelze-Gemisch über den Barrieresteg strömen.

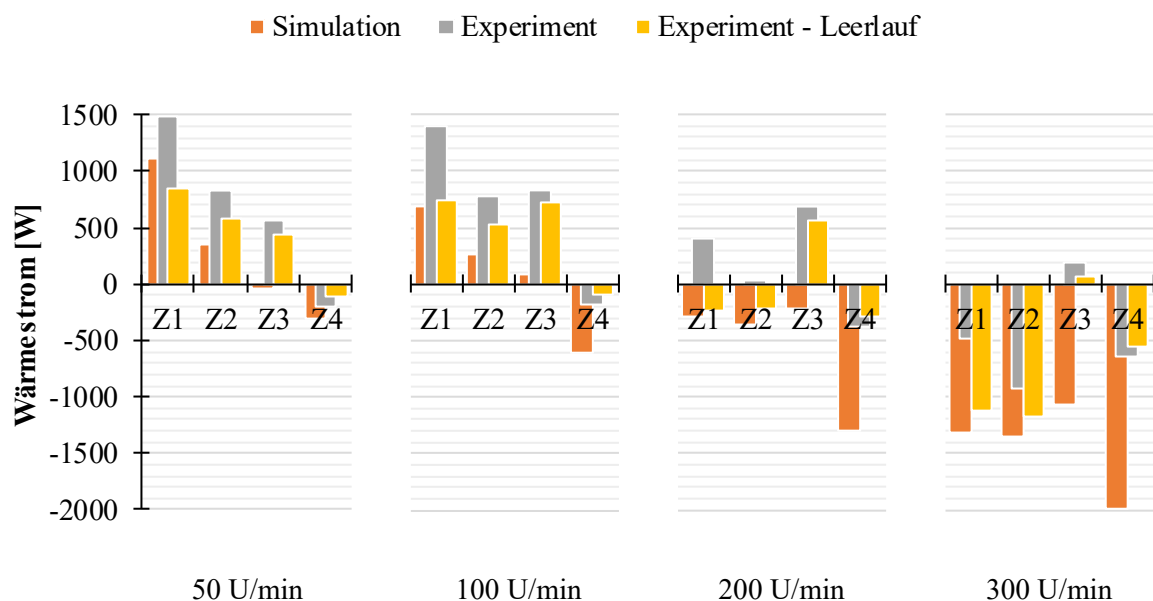
Trotz des verzögerten Aufschmelzvorganges steigen jedoch die Temperaturen innerhalb der gebildeten Schmelze aufgrund der steigenden Dissipation im Bereich des Schmelzefilms mit steigender Drehzahl an. Aufgrund der geringen Verweilzeit und der geringen Wärmeleitfähigkeit des Materials führt dies jedoch nicht zu einem schnelleren Aufschmelzen. Die in Abbildung 5-8 dargestellte Temperaturverteilung zeigt, dass bei hohen Drehzahlen in Bereichen in denen Schmelze vorliegt deutlich höhere Temperaturen auftreten als bei geringer Drehzahl. Gleichzeitig zeigt sich hier jedoch auch eine weniger homogene Temperaturverteilung aufgrund von stetig zugeführtem frisch aufgeschmolzenem Material bei noch geringerer Temperatur. In diesem Zusammenhang wird auch deutlich, wie die Wendelscherzone besonders bei hohen Drehzahlen zu einer thermischen Homogenisierung der Schmelze beiträgt. Bei hohen Drehzahlen sind zu Beginn dieser Zone noch deutliche Temperaturdifferenzen innerhalb des Schneckenanges auszumachen, welche bis zum Erreichen der Schnecken spitze nahezu vollständig ausgeglichen werden.



**Abbildung 5-8:** Temperaturverteilung bei unterschiedlichen Drehzahlen

Die Temperatur, mit der die Schmelze das betrachtete Gebiet verlässt, steigt mit der Drehzahl an. Dieser Anstieg fällt stärker aus als bei den gemessenen Massetemperaturen der Versuche. Während bei 50 U/min die Temperaturabweichung zwischen Experiment und Simulation lediglich 1,5 °C beträgt, steigt sie mit der Drehzahl auf 16,4 °C bei 300 U/min an. Die mittlere Massetemperatur wird in der Simulation an der Auslassfläche unter Berücksichtigung der jeweils auftretenden Masseströme durch die einzelnen Netzflächen ermittelt. Die Wand ist für das Austrittsvolumen nach der Schnecke als adiabat definiert. In den Versuchen befindet sich diese Oberfläche im Flanschbereich, der auf 200 °C temperiert ist, sodass hier ein gewisser Wärmeaustausch in Abhängigkeit der Massetemperatur und der sich einstellenden Wandtemperatur stattfindet. Außerdem wird die Temperatur an einer definierten Stelle im Kanal gemessen, was zu den in Kapitel 3.4 beschriebenen Messunsicherheiten führt.

Der Wärmeaustausch mit der Zylinderwand wird durch Integration der Wärmestromdichte über die den einzelnen Zonen zugeordneten Zylinderflächen bestimmt. Abbildung 5-9 stellt die berechneten Wärmeströme, in allen vier Zonen bei verschiedenen Drehzahlen, den gemessenen Wärmeströmen aus den Versuchen gegenüber. Da den Messungen, wie zuvor beschreiben, sämtliche Effekte zugrunde liegen, die zu einer Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Temperiermediums führen, werden hier zusätzlich auch die Messwerte abzüglich der mittleren Leerlaufwärmeströme aus Abbildung 4-1 dargestellt. Da in der Simulation keinerlei Austauschvorgänge über das Zylindermaterial abgebildet werden, erscheint die Berücksichtigung dieser grundlegenden Wärmeströme sinnvoll. Die Wärmeströme aus den Leerlaufversuchen entsprechen hier jedoch ausdrücklich nicht den im Prozess auftretenden Wärmeströmen der einzelnen Zonen über die Zylinderwand, da sich durch den Verarbeitungsprozess lokale Temperaturdifferenzen einstellen und auch über die Schmelze Austauschvorgänge stattfinden. Nichtsdestotrotz erlauben sie einen realistischeren Bezug zwischen experimentellen und berechneten Prozessgrößen.

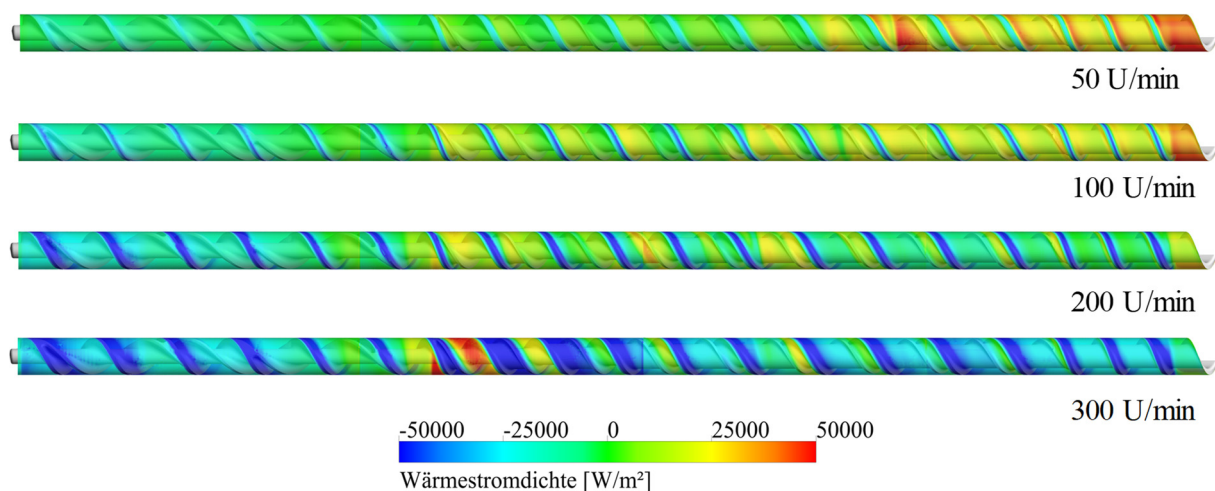


**Abbildung 5-9:** Vergleich der Wärmeströme durch die Zylinderwand - Simulation und Experiment

Tendenziell zeigt sich, dass die Wärmeströme in der Simulation im Vergleich zu den experimentellen Daten in Richtung der Zylinderwand, also zu niedrigeren Werten verschoben sind. In Bereichen mit Heizbedarf fällt dieser in der Simulation in der Regel geringer aus, während in Bereichen, in denen Kühlung stattfindet, die auftretenden Wärmeströme deutlich größere Beträge aufweisen. Diese Unterschiede sind besonders in den beiden letzten Zylinderzonen stark ausgeprägt, in denen die Simulation deutlich größere Wärmeströme in Richtung des Zylinders ausgibt. Eine Ursache der Differenzen sind die höheren berechneten Schmelzetemperaturen. Die Vergleichswerte, bei denen die Leerlaufwärmeströme berücksichtigt werden, zeigen im Allgemeinen jedoch bereits eine bessere Übereinstimmung mit den berechneten Daten. Dies

deutet darauf hin, dass die in der Simulation vorgegebenen strikten Randbedingungen zu einer Verfälschung der Ergebnisse der Berechnung beitragen.

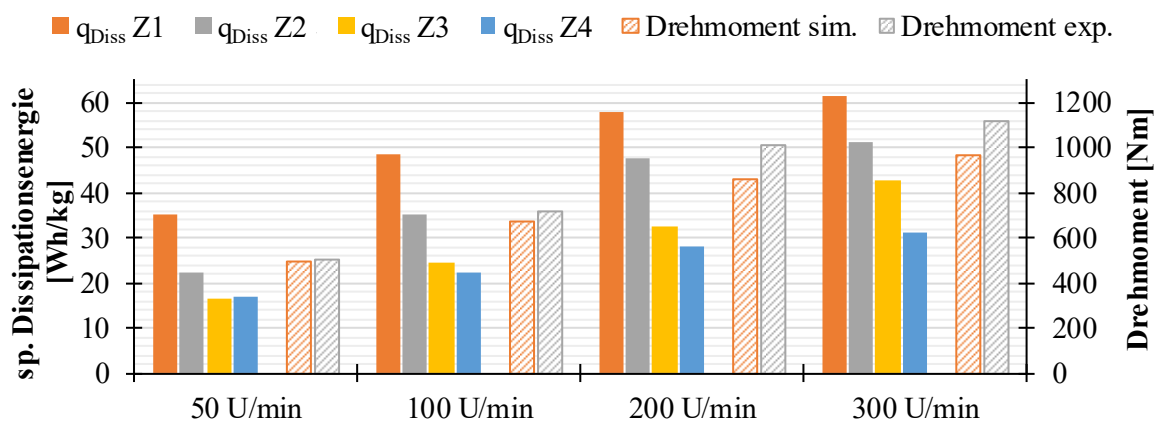
Die Wärmeströme in der Simulation werden aufgrund der konstanten Wandtemperaturen überinterpretiert, da sich in der Realität die Wandtemperaturverteilung entsprechend der auftretenden Temperatur innerhalb der Schmelze anpasst und durch die resultierende Verringerung der Temperaturdifferenz die ausgetauschten Wärmeströme geringer werden. Die berechnete Verteilung der Wärmestromdichte auf der Zylinderfläche wird für die unterschiedlichen Drehzahlen in Abbildung 5-10 dargestellt. Deutlich zeigt sich hier die bei geringen Drehzahlen zu Beginn stark ausgeprägte Wärmestromdichte in Richtung des Prozesses. Dies wird durch das relativ lange verweilende Feststoffbett in diesem Segment hervorgerufen. Im Bereich der engen Spalte zwischen Hauptsteg und Zylinderwand treten besonders hohe Wärmeströme in Richtung der Zylinderwand auf, welche bei hohen Drehzahlen entsprechend der steigenden Dissipation signifikant ansteigen. In der Realität stellt sich in den Wandbereichen, in denen eine besonders starke Dissipation stattfindet, jedoch auch eine höhere Zylindertemperatur ein. Hierdurch wird ein geringerer Wärmestrom übertragen, als wenn, wie in den Randbedingungen definiert, eine konstante Wandtemperatur anliegt.



**Abbildung 5-10:** Wärmestromdichte an der Zylinderwand bei unterschiedlichen Drehzahlen

Da die volumenbezogene Dissipation im Rahmen des verwendeten Materialmodells für jede Zelle des Rechnernetzes bestimmt und abgelegt wird, lässt sich durch Integration über das jeweilige Fluidvolumen innerhalb der einzelnen Zonen die zonenbezogene Dissipation bestimmen. Wird diese durch den in den Randbedingungen vorgegebenen Massestrom dividiert, ergibt sich die spezifische durch Dissipation umgesetzte Wärme innerhalb der vier Zonen. Die folgende Abbildung 5-11 stellt die resultierenden Werte für die betrachteten Drehzahlen dar. Mit steigender Drehzahl nimmt die dissipierte Wärmemenge insgesamt zu, was aufgrund des verzögerten Aufschmelzverlaufes zu dem bereits angesprochenen Temperaturanstieg innerhalb der gebildeten Schmelze führt. Gleichzeitig nimmt bei allen Drehzahlen entlang der unterschiedli-

chen Zonen die Dissipation in Extrusionsrichtung stetig ab. Die Abstufung zwischen den einzelnen Zonen vergrößert sich außerdem mit steigender Drehzahl, was auf das längere Vorhandensein von Feststoff zurückzuführen ist. Da bei einer Drehzahl von 50 U/min der Aufschmelzprozess entsprechend Abbildung 5-7 bereits in Zone 2 vollständig abgeschlossen wird, findet im weiteren Verlauf keine weitere Veränderung in Bezug auf das Feststoffbett mehr statt. Diese wirkt sich jedoch direkt auf die Dissipation aus, da diese im Bereich zwischen Feststoff und Zylinderwand verstärkt auftritt und zum Aufschmelzen des Materials führt. Bei einer Drehzahl von 300 U/min findet auch in der dritten Zone noch über weite Strecken ein zunehmender Abbau des Feststoffbettes statt, was sich hier in einer deutlich ausgeprägten Abnahme der Dissipation bis hin zu Zone 4 widerspiegelt.

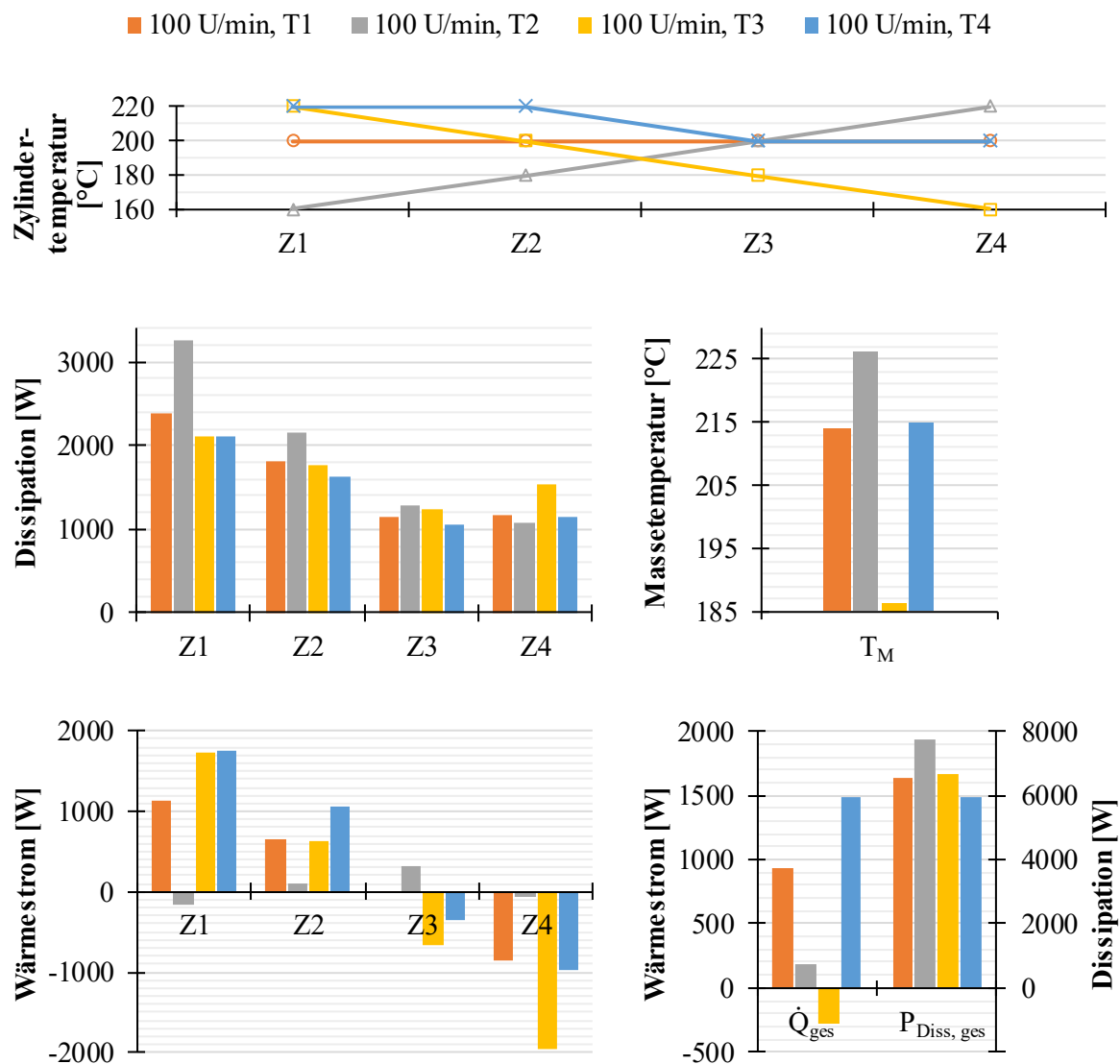


**Abbildung 5-11:** Zonenbezogene Dissipation und erforderliches Drehmoment

Basierend auf den Ergebnissen der numerischen Berechnung lässt sich für den betrachteten Schneckenabschnitt auch das resultierende Drehmoment bestimmen. Hierzu werden für jede Rechenzelle, aus der sich die Schneckenoberfläche zusammensetzt, die auftretenden Kräfte durch den wirkenden Druck sowie die Wandschubspannung herangezogen. Entsprechend der jeweiligen Position relativ zur Rotationsachse der Schnecke kann hiermit das auftretende Drehmoment für jede einzelne Zelle und folglich die gesamte Oberfläche der Schnecke berechnet werden. Für die vier Drehzahlen ergeben sich die in Abbildung 5-11 dargestellten Drehmomente aus der Berechnung. Verglichen mit den während der Versuchsdurchführung ermittelten Drehmomenten, fallen die berechneten Drehmomente bei 50 U/min um 4,1 Nm (0,8 %) und bei 300 U/min um 151,8 Nm (13,6 %) geringer aus. Dieser Umstand ist darin begründet, dass sämtliche Effekte innerhalb der Einzugszone in der Simulation ebenso nicht berücksichtigt werden, wie die in der Realität auftretenden Verluste beispielsweise im Bereich der Schneckenlagerung.

Mit Hilfe des dargestellten Simulationsmodells lassen sich tiefgehende Einblicke in den Extrusionsprozess realisieren, welche auch durch aufwendige Versuchsreihen nur in begrenzter Weise möglich sind. Durch die gezielte Anpassung von Randbedingungen lässt sich des Weiteren der Einfluss der Variation von Prozessparametern darstellen. Da hierbei lediglich die re-

sultierenden Unterschiede zwischen den einzelnen Berechnungen für eine Beurteilung herangezogen werden, sind die in Kapitel 5.2.3 diskutierten Abweichungen zum realen Prozess weniger relevant. Unabhängig von den durchgeführten Versuchen werden für eine Drehzahl von 100 U/min vier unterschiedliche Temperaturprofile vorgegeben und im Anschluss die Simulationen entsprechend der zuvor genutzten Randbedingungen bei 100 U/min durchgeführt. Der Gegendruck sowie der Durchsatz werden also erneut als Konstanten aus den Versuchen übernommen und für alle Temperaturprofile gleichermaßen definiert. Abbildung 5-12 stellt die verwendeten Temperaturprofile, die berechneten zonenbezogenen Wärmeströme und die Dissipation, die erforderlichen Drehmomente und die resultierenden Massetemperaturen dar. Es werden ein flaches Temperaturprofil mit gleichbleibender Zylindertemperatur von 200 °C, ein gleichmäßig steigendes Profil von 160 auf 220 °C, ein im gleichen Temperaturbereich fallendes Profil sowie ein zweistufig fallendes Temperaturprofil mit 220 °C in den ersten beiden und 200 °C in den letzten beiden Zylinderzonen definiert.



**Abbildung 5-12:** Einfluss unterschiedlicher Temperaturprofile auf die zonenbezogene Dissipation, die übertragenen Wärmeströme und die Massetemperatur

Bei Anwendung des steigenden Temperaturprofils findet über die gesamte Zylinderlänge lediglich ein geringer Wärmeaustausch mit der Zylinderwand statt. Dies ist ein Indiz dafür, dass sich das Temperaturprofil relativ nah an den sich durch Dissipation einstellenden Schmelzetemperaturen befindet. Dies wird durch den Verlauf der stattfindenden Dissipation in den einzelnen Zonen bestätigt. Besonders in den ersten beiden Zylinderzonen findet entsprechend der geringen Zylindertemperaturen und dem gleichzeitig hohen vorliegenden Feststoffanteil, eine vergleichsweise starke Dissipation statt. Da die Zylindertemperatur mit der Schmelzetemperatur in Extrusionsrichtung ansteigt, wird auch in den Bereichen, in denen bereits ausschließlich aufgeschmolzenes Material vorliegt, kaum Wärme abgeführt. Dies hat eine vergleichsweise hohe Temperatur der austretenden Schmelze zur Folge. Das über den gesamten Zylinderbereich fallende Temperaturprofil zeigt hingegen eine sehr viel deutlichere Beeinflussung des Prozesses. In allen Temperierzonen werden relativ große Wärmemengen zwischen Zylinder und Schmelze

übertragen. Die Beheizung in den ersten beiden Zonen führt zu einer Reduktion der dissipierten Leistung, während die intensive Kühlung in der letzten Zone einen Anstieg der Dissipation im Wendelscherteil nach sich zieht. Dennoch führt die sinkende Temperatur der Zylinderwand zu einer deutlich geringeren Massetemperatur als bei den anderen Temperaturprofilen. Die beiden anderen Temperaturprofile führen aufgrund des über die gesamte Zylinderlänge vorliegenden hohen Temperaturniveaus zu einem erhöhten Energieeintrag über den Zylinder, was in einer Verringerung der Dissipation mündet. Die Schmelzetemperatur wird maßgeblich durch die letzten Zylinderzonen beeinflusst, sodass sich eine ähnliche Temperatur zwischen dem konstanten und dem geringfügig fallenden Profil einstellt. Gleichzeitig entspricht der Verlauf der Schmelzetemperaturen zwischen allen Temperaturprofilen auch den insgesamt eingebrachten Energiemengen, also der Summe aus dissipierter Leistung und übertragenen Wärmeströmen.

Die dargestellten Gesamtwärmeströme entsprechen den der Schmelze über die gesamte Zylinderlänge zugeführten oder entzogenen Wärmeströmen. Diese sind jedoch nicht gleichzusetzen mit der für die Temperierung aufzuwendenden Energiemenge, da für sämtliche Heiz- und Kühlprozesse Energie aufgewendet werden muss. Nur wenn die abgeführte Wärme vollständig zur Deckung des Heizbedarfes genutzt werden kann, entspricht der mit der Schmelze ausgetauschte Wärmestrom auch der in der Temperierung eingesetzten Energiemenge. Hierzu wäre jedoch ein ideales Wärmerückgewinnungs- oder Abwärmenutzungskonzept erforderlich. Die Beurteilung von Prozessgrößen und die aus energetischer Sicht sinnvolle Definition von Temperaturprofilen kann daher durch das Vorhandensein von Möglichkeiten, die die Nutzung anfallender Abwärme erlauben, beeinflusst werden. Könnten die gesamten berechneten Wärmeströme an ein Temperiersystem übertragen werden, wäre das vorgestellte System zur Wärmerückgewinnung, beispielsweise bei Temperaturprofil T1 in der Lage, die in Zone 4 aufgenommene Wärme zur Unterstützung des Heizprozesses in Zone 1 oder 2 nutzbar zu machen. Wie bereits erwähnt, kommt es in der Realität jedoch bereits zu Austauscheffekten innerhalb der Zylinderwand, sodass die hier ermittelten zonenspezifischen Wärmeströme nicht in gleichem Maße an das eingesetzte Temperiersystem weitergegeben werden. Die bei dem fallenden Temperaturprofil T3 auftretenden großen Wärmeströme ließen sich aufgrund der vorliegenden Temperaturniveaus nicht sinnvoll intern nutzen, da die Beheizung in den ersten beiden Zonen auf einem höheren Temperaturniveau stattfindet als die Kühlung in den Zonen 3 und 4.

### 5.2.3 Diskussion und Beurteilung der quantitativen Abweichungen zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen

Die im vorangegangenen Kapitel dargestellte Simulation des Extrusionsprozesses ist in der Lage, den erwarteten Prozessablauf qualitativ abzubilden und bietet des Weiteren die Möglichkeit, basierend auf den erzeugten strömungsdynamischen Daten, detaillierte Informationen über prozess- und geometriespezifische Effekte zu erhalten. Somit können beispielsweise die Einflüsse von Variationen im Bereich der Schneckengeometrie oder der Prozessparameter ohne die Durchführung von zeit- und kostenintensiven Versuchsreihen ermittelt werden. In der Darstellung der Berechnungsergebnisse und deren Vergleich mit den im Labor durchgeführten Versuchen an der realen Maschine, zeigen sich jedoch teilweise nicht unerhebliche quantitative Abweichungen in den ermittelten Prozessgrößen. Die Überführung des realen Extrusionsprozesses in ein geeignetes Prozessmodell, welches die numerische Berechnung der strömungsmechanischen und thermischen Gegebenheiten erlaubt, ist zwingend mit gewissen Annahmen und Vereinfachungen verbunden. Es handelt sich bei numerischen Berechnungen grundsätzlich um Näherungslösungen, deren Genauigkeit entscheidend von der Eignung der verwendeten Modelle sowie den zugrundeliegenden Vereinfachungen und Annahmen abhängig ist. Die Genauigkeit der numerischen Lösungsverfahren wird außerdem direkt durch die Diskretisierung des betrachteten Strömungsgebietes beeinflusst. Für die hier durchgeführten Berechnungen wird das zugrundeliegende Modell und die entsprechenden Randbedingungen in den vorangegangenen Kapiteln erläutert. Einige der getroffenen Annahmen lassen Rückschlüsse auf die Ursachen der quantitativen Abweichungen zwischen Simulation und Versuch zu.

Die Definition der Randbedingungen im Bereich des Eintritts des Materials in das betrachtete Strömungsgebiet stellt den Ausgangszustand dar, von dem der weitere Verlauf der sich einstellenden Strömung berechnet wird. Die Einzugszone und der hier auftretende reine Feststofftransport des zugeführten Granulates wird in diesem Ansatz vollständig vernachlässigt und ein in den Versuchen ermittelter Massestrom vorgegeben. Um eine Berechnung mit dem zugrundeliegenden Modell zu erlauben, ist es erforderlich, dass das hochviskose Feststoffbett mit einem Schmelzefilm umgeben ist. An der Einlassfläche des Strömungsvolumens wird hierzu ein Temperaturprofil und damit einhergehend eine initiale Verteilung von Feststoff und Schmelze definiert. Die Position der Einlassfläche sowie die Dicke des definierten Schmelzefilms haben damit direkten Einfluss auf den berechneten Aufschmelzverlauf. Im vorliegenden Fall wurde die Eintrittsfläche kurz nach dem Beginn der heißen Zylinderwand definiert. Die Dicke des Schmelzefilms entspricht den verfeinerten Randschichten des Rechnetzes. Eine Möglichkeit, diese Annahme durch Versuchsergebnisse abzusichern, stellen Schneckenzugversuche dar. Hierzu wird der Extrusionsprozess angehalten und nach Abkühlen des Materials die Schnecke demontiert. Das erkaltete Material wird abgewickelt und die exakte Position von Feststoff und Schmelze kann optisch ermittelt werden. Hierbei handelt es sich jedoch um relativ aufwendige Versuche, welche ebenfalls verschiedene Unsicherheiten aufweisen und daher



keine exakte Bestimmung des Zustandes mit vertretbarem Aufwand ermöglichen. Für den Einzugsbereich des Extruders bestehen außerdem bereits Ansätze, mit deren Hilfe sich der Feststofftransport des Granulates abbilden lässt. Hierzu wird beispielsweise in [CB15, LS15, MT08] die Interaktion der einzelnen Feststoffpartikel mit Hilfe der Diskrete-Elemente-Methode (DEM) bestimmt. Dies bietet eine potentielle Möglichkeit, die vorangehenden Prozessschritte zu berechnen und der Simulation des Plastifizierprozesses die benötigten Ausgangsdaten ohne die Durchführung von Versuchen zur Verfügung zu stellen.

Für die betrachteten Effekte im Rahmen der Temperaturführung sind die Randbedingungen an der Zylinderwand entscheidend. Die in den Versuchsergebnissen dargestellten Messwerte der übertragenen Wärmeströme beinhalten sämtliche Wechselwirkungen der benachbarten Zonen untereinander sowie Verluste an die Umgebung. Über die Stahlbauteile werden aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit bei großen Temperaturdifferenzen zwischen benachbarten Zonen relativ große Wärmeströme übertragen. In der Simulation werden jedoch in den einzelnen Zylinderzonen konstante Wandtemperaturen vorgegeben und somit Wechselwirkungen zwischen Schmelze- und Wandtemperatur sowie Austauschvorgänge über den Zylinderstahl vernachlässigt. Die resultierende Wärmestromdichte wird exemplarisch in Abbildung 5-10 dargestellt. Eine Berücksichtigung der Ergebnisse der in Kapitel 4.1 dargestellten Leerlaufversuche ist nur bedingt aussagekräftig, da sich bei laufendem Prozess abweichende Bedingungen innerhalb des Schneckengebietes und der Zylinderwand einstellen. Abbildung 4-1 zeigt bereits die starke Temperaturabhängigkeit der Wärmeströme im Leerlauf. Durch die komplexen thermischen Randbedingungen im Prozess ist eine signifikante Beeinflussung der Wärmeströme zu erwarten. In der Realität findet des Weiteren ein zusätzlicher axialer Wärmetransport über die Schnecke statt. Während die Schnecke in den Simulationen als adiabat angenommen wird, kommt es innerhalb des Prozesses auch bei herkömmlichen Schnecken zu einem Austausch von Wärme zwischen Bereichen unterschiedlicher Temperatur.

Die einschränkenden Auswirkungen der vorgegebenen Wandtemperaturen ließen sich durch eine Kopplung der Simulation des Plastifizierprozesses und des Temperierprozesses innerhalb eines gemeinsamen Simulationsmodells vermeiden. Hierzu werden die in Kapitel 5.1 und 5.2 beschriebenen Berechnungen in einem das gesamte System übergreifenden Geometriemodell gleichzeitig durchgeführt. Dies führt zu zwei räumlich getrennten Strömungsgebieten für das Temperiermedium im Temperierkanal und den thermoplastischen Werkstoff innerhalb des Schneckengebietes, die thermisch über die Zylinderwand in Kontakt stehen und sich somit gegenseitig beeinflussen können. Gleichzeitig ließe sich auch die Schnecke als Festkörper in die Simulation integrieren, sodass Wärmeaustauschvorgänge über die Schnecke ebenfalls Berücksichtigung finden können. Diese Herangehensweise führt dazu, dass keine vereinfachenden Annahmen wie mittlere Wandtemperaturen vorzugeben sind, sondern sich die Wandtemperaturen entsprechend der Wechselwirkungen zwischen Extrusionsprozess und strömendem Temperiermedium über die Zylinderwand einstellen. Dies ermöglicht eine deutlich realistischere Abbildung der Temperaturfelder und der übertragenen Wärmemengen. Im Vergleich zu den hier

durchgeführten Berechnungen würde dieser Ansatz jedoch zu einer signifikanten Erhöhung des ohnehin schon erheblichen Rechenaufwandes führen. Bei der Umsetzung analog zu den im Vorfeld dargestellten Modellen ergibt sich ohne Einbeziehung der Schnecke bereits eine Anzahl von 45,36 Mio. Elementen. Die gegenseitige Beeinflussung der Strömungen lässt außerdem eine weitere Verlangsamung des Lösungsvorganges erwarten. Nichtsdestotrotz ließe sich eine solche Simulation mit einem ausreichend dimensionierten Rechner und den zur Verfügung stehenden Softwarelösungen umsetzen. Einen möglichen Kompromissansatz stellt das Hinzufügen eines einfachen Stahlzylinders ohne Temperierung dar. Hier kann die Definition von konstanten Wandtemperaturen in einem durch die Zylinderdicke definierten Abstand zur Innenwand stattfinden. Austauschvorgänge über das Zylindermaterial werden somit zugelassen, was zu einer Verringerung der Überinterpretation von Wärmeströmen durch die Zylinderwand mit vorgegebener Wandtemperatur in Kontakt mit der Strömung führt.

Wie zuvor beschrieben, existiert im Rahmen einer Simulation eine Vielzahl von Unsicherheiten, die des Weiteren komplexe Abhängigkeiten untereinander aufweisen. Hierdurch ist eine Bestimmung exakter quantitativer Größen nur schwer zu erzielen und eine kritische Auseinandersetzung mit den Berechnungsergebnissen zwingend erforderlich. Trotzdem bietet die 3D-CFD-Simulation von Extrusionsprozessen die Möglichkeit, wertvolle Einblicke in das komplexe Prozessverhalten zu erlangen, welche durch experimentelle Untersuchungen nicht oder nur unter enormem Zeit- und Kostenaufwand möglich sind. Durch die Ermittlung und Darstellung der räumlichen Verteilung von Prozessgrößen innerhalb der komplexen Geometrie der Verfahrenseinheit, die mit sämtlichen Details dreidimensional abgebildet werden kann, lassen sich vielfältige Optimierungspotentiale erschließen. Die erzielbaren Einblicke in Prozessdetails werden mit herkömmlichen analytischen Auslegungsmethoden mit abgewinkelten Schneckenmärgen nicht ermöglicht. Die dargestellte Ermittlung der Auswirkung von Variationen von Prozessparametern führt durch den Einsatz von Simulationen nicht zwingend zur der Notwendigkeit, eine Vielzahl von Versuchen durchzuführen, was besonders bei großen Maschinen zu einem erheblichen Materialeinsatz und den damit verbundenen Kosten führt. Die Anwendung von numerischen Strömungssimulationen eröffnet somit im Bereich der Extrusion die Möglichkeit, Optimierungspotentiale auszuschöpfen und aufwendige experimentelle Versuchsreihen zu substituieren oder gegebenenfalls zu reduzieren. Mit Hilfe einer gezielten Kalibrierung von Randbedingungen durch einzelne Versuche lässt sich die Ergebnisgüte von Simulationen außerdem steigern. Durch eine vergleichende Betrachtung von Auswirkungen einzelner Parameteränderungen kann je nach Anwendungsfall jedoch unter Umständen auch vollständig auf Versuche verzichtet werden.

## 6 Fazit und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die thermischen Prozesse, die bei der Extrusion von Kunststoffen im Bereich der Plastifiziereinheit auftreten, untersucht. Ausgehend von den im Stand der Technik dargestellten Grundlagen und den in der Praxis eingesetzten Lösungen im Bereich der Zylindertemperierung wurde ein System entwickelt, das eine erweiterte Prozessanalyse im Betrieb sowie die Evaluation einer prozessinternen Nutzung von anfallender überschüssiger Prozesswärme ermöglicht. Die in den vorangegangenen Ausführungen dargestellten Versuchs- und Simulationsergebnisse zeigen auf, dass durch die Analyse der sich einstellenden thermischen Gegebenheiten entlang des Plastifizierzylinders ein entscheidender Einblick in den Prozessablauf genommen werden kann. Ausgehend hiervon lässt sich durch die Anpassung des Temperaturprofils der einzelnen Temperierzonen gezielt Einfluss auf den Prozess nehmen und sich dieser mit Hinblick auf die Energieeffizienz bereits ohne den Einsatz zusätzlicher Hardware optimieren. Im Zentrum der Definition und Beurteilung von Prozessparametern steht nach wie vor zunächst die erforderliche Produktqualität und die Prozesssicherheit. Zwingend erforderlich ist daher die Zielvorgabe eines angestrebten Bereiches der Schmelzetemperatur unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Kühlstrecke und der materialspezifischen Maximaltemperatur, bei der eine Materialschädigung sicher ausgeschlossen werden kann. Gegebenenfalls sind ebenfalls maximale durch Systemkomponenten ertragbare Drücke zu definieren. Ausgehend von diesen Randbedingungen lassen sich Prozessgrößen somit durch entsprechende Anpassung der Temperaturführung beeinflussen und gegebenenfalls auftretende unnötige Beheizung oder Kühlung ausschließen.

Eine Bewertung der potentiellen Nutzbarkeit von anfallenden Abwärmeströmen wird durch die Ermittlung der auftretenden Wärmeströme und der vorliegenden Temperaturniveaus ermöglicht. Mit Hinblick auf die Anwendbarkeit im vorliegenden Prozess zeigen die in Kapitel 4 dargestellten Ergebnisse der Untersuchung des Wärmeübertragungssystems sowie der Extrusionsversuche eine starke Abhängigkeit von den unterschiedlichen Prozessbedingungen. Bei den sich einstellenden Prozessgrößen in den angefahrenen Versuchsbetriebspunkten kann die Anwendbarkeit der implementierten prozessinternen thermischen Kopplung mehrerer Temperierzonen untereinander nur bedingt bestätigt werden. Die entscheidende Einschränkung liegt in den Temperaturniveaus vor, auf denen die unterschiedlichen Wärmeströme auftreten. Um eine direkte Nutzung von Abwärme zu ermöglichen, ist eine Kühlung auf hohem sowie eine Beheizung auf geringem Temperaturniveau notwendig. Unterstützt von bereits innerhalb der Zylinderwand auftretenden Austauschprozessen, lassen sich bei den durchgeführten Versuchen nur selten entsprechenden Zustände des Temperiermediums erzeugen, die eine effektive Nutzung ermöglichen. Diese Aussage ist jedoch auf das konkrete System beschränkt, das hier zum Einsatz kommt. Des Weiteren ist hier der Einsatz von Wärmepumpen denkbar, um eine Erhöhung der vorliegenden Temperaturniveaus zu realisieren.

Unabhängig von den durchgeführten Extrusionsversuchen konnte der entwickelte Aufbau, der diese Kopplung innerhalb des Prozesses ermöglicht und regelt, auf seine Eignung hin untersucht und die Funktionalität mit Hilfe von erzwungenen Wärmeströmen bestätigt werden. Werden die durchgeführten Versuche mit mehreren Materialien untereinander betrachtet, treten außerdem durchaus Betriebspunkte auf, in denen sich Wärme zwischen den Prozessen austauschen ließe. Daher besteht die Möglichkeit, diesen Ansatz auf seine Anwendbarkeit in anderen Produktionsumgebungen zu überprüfen. Das hier umgesetzte System verfügt lediglich über die Möglichkeit, jeweils zwei Temperierkreisläufe fest miteinander zu verbinden und in Abhängigkeit der vorliegenden Temperaturen einen gezielten Wärmeaustausch über den Wärmeübertrager zu realisieren. Beispielsweise ist eine, die gesamte Produktion umfassende, Wärmeintegration verschiedener Extrusionslinien denkbar, welche über zentrale Heiz- und Kühlkreisläufe verfügt. Bei der Verarbeitung unterschiedlicher Materialien und dem Vorhandensein verschiedener Prozessparameter ergeben sich somit geeignete Betriebspunkte mit entsprechenden, auf verwertbaren Temperaturniveaus zur Verfügung stehenden Wärmeströmen. In [Hes12] wird beispielsweise eine Spritzgießproduktion mit öltemperierten Spritzgießmaschinen und einer zentralen mit Erdgas beheizten Temperiereinrichtung beschrieben. Dies lässt sich auch auf einen Extrusionsbetrieb übertragen. Mit einer zusätzlichen gezielten Kopplung der einzelnen Verbraucher untereinander lässt sich der Primärenergiebedarf auch im Falle einer reinen Strombeheizung weiter senken.

Für einen konkreten Anwendungsfall ist neben der reinen Betrachtung der Kopplungsmöglichkeiten in Bezug auf den Extrusionsprozess zwingend auch eine energetische Beurteilung der Zu- oder Abführung von thermischer Energie über die Temperiergeräte erforderlich. Hier sind, in Abhängigkeit von den zum Einsatz kommenden Geräten, die medienfördernde Pumpe, die Heizung, die Kühlung sowie die gesamte Gerätesteuerung als Hauptverbraucher zu nennen. Neben der reinen für die Temperierung erforderlichen Energie kommen also weitere Verbräuche hinzu, die dem Extrusionsprozess nicht direkt zu Gute kommen. In dem vorliegenden Fall wurde von einer Messung der Gesamtenergieaufnahme, die die Verbräuche der Temperiergeräte einschließt, abgesehen. Aufgrund des umgesetzten Ansatzes und der vergleichsweise kleinen Plastifiziereinheit, kommen für die auftretenden Wärmeströme deutlich überdimensionierte Temperiergeräte zum Einsatz, was durch eine begrenzte Verfügbarkeit von Geräten mit geeigneten Spezifikationen begründet ist. Bei einer Anwendung im Produktionsmaßstab kommt es zu deutlich höheren Niveaus der ausgetauschten Wärmeströme, was eine konkrete Auslegung der zur Verfügung gestellten Heiz- und Kühlleistung und damit eine hohe Auslastung der eingesetzten Systeme erlaubt. Durch den Einsatz von zentralen Heiz- und Kühlkreisläufen sowie einer möglichen betriebsinternen Nutzung von potentiell anfallenden überschüssigen Wärmeströmen lassen sich die Gesamtenergiebedarfe weiter reduzieren oder gezielt nutzen. Bei nicht nutzbaren Abwärmeströmen kann des Weiteren durch den Einsatz energieeffizienter Verfahren zur Rückkühlung ein positiver Beitrag zur Reduktion des Energiebedarfes geleistet werden. Besonders aufgrund der vergleichsweise hohen vorliegenden Temperaturniveaus, empfiehlt

sich der Einsatz einer Freikühlung, um die Nutzung von Kompressionskältemaschinen zu reduzieren oder vollständig zu ersetzen.

Die Anwendung moderner Simulationsmethoden zeigt des Weiteren erhebliche Potentiale, die Auslegung und Optimierung von Extrudern und Prozessen zu vereinfachen sowie zeit-, kosten- und materialintensive Versuchsreihen zu reduzieren oder gegebenenfalls vollständig auf diese zu verzichten. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Auslegung der Plastifiziereinheit, welche über Strömungskanäle für das Temperiermedium verfügt, mit Hilfe von CFD-Simulationen realisiert. Die im Anschluss durchgeführten Simulationen, denen die gesamte auch in den Versuchen eingesetzte Plastifiziereinheit zugrunde liegt, zeigen, dass sich der Plastifizierprozess und die sich ergebenden thermischen Effekte rechnerisch abbilden lassen. Die detaillierten Informationen, die sich aus den Simulationsergebnissen ableiten lassen, helfen Optimierungspotentiale zu ermitteln und Rückschlüsse auf eine geeignete Temperaturführung zu ziehen. Auch in der Entwicklung von umfangreichen Temperiersystemen und deren Interaktion mit dem Extrusionsprozess lassen sich numerische Simulationen einsetzen, um beispielsweise die zu erwartenden Wärmeströme vorherzusagen. Durch eine Kopplung verschiedener existierender Ansätze, wie der DEM und der CFD, erscheint es außerdem durchaus möglich, den gesamten Prozess, vom Einrieseln des Granulates aus dem Trichter, bis hin zum Austreten der Schmelze aus dem Werkzeug abzubilden und somit die Ergebnisgüte durch die Reduzierung von Annahmen und Vereinfachungen zu erhöhen.

Eine grundlegende Beurteilung der Nutzbarkeit von Abwärmepotentialen in der Extrusion setzt voraus, dass die Temperaturniveaus sowie die erforderlichen Wärmeströme aller zu berücksichtigenden Wärmequellen und Wärmesenken bekannt sind. Abwärme tritt besonders im Bereich des Plastifizierzylinders sowie in der Kühlung des extrudierten Produktes auf, während Wärmesenken ebenfalls am Zylinder, am beheizten Extrusionswerkzeug oder gegebenenfalls bei einer Granulatvorwärmung oder -trocknung auftreten. Abwärme aus der Produktkühlung liegt aufgrund der niedrigen Zieltemperaturen in der Regel auch auf relativ niedrigen Temperaturniveaus vor. Durch die von Kühlmedien aufgenommenen Wärmeströme bei niedrigen Temperaturen, lassen sich unter Umständen betriebsinterne Wärmebedarfe abdecken. Des Weiteren ist eine Kopplung mit der Kühlung des Antriebsmotors sowie des Getriebes denkbar. Für eine Nutzung innerhalb des Prozesses liegen in der Regel zu geringe Temperaturen vor. Eine Ausnahme stellt beispielsweise ein Ansatz dar, der bei der Innenkühlung in der Rohrextrusion zum Einsatz kommen kann. Hierbei wird Kühlluft entgegen der Extrusionsrichtung durch das Rohr gesaugt, wobei Temperaturniveaus entstehen, die für eine Nutzung im Bereich der Granulatvorwärmung ausreichend sind. Um den Plastifizierprozess oder das Extrusionswerkzeug mit ausreichenden Temperaturniveaus zu versorgen, sind jedoch meist weitaus höhere Temperaturen erforderlich. Diese treten in der Extrusion auch nur in diesem heißen Bereich der Anlage auf. Wie bereits im Vorfeld ausführlich erläutert, sind hier daher verschiedene Wärmeströme erforderlich, die entsprechende Temperaturniveaus aufweisen, um eine Übertragung der

Wärme zu ermöglichen. Diese Zustände sind stark prozessabhängig und für jede Anlagenkonfiguration separat zu bewerten. Besonders in Produktionsumgebungen, in denen verschiedene Produkte auf unterschiedlichen Anlagen erzeugt werden, ist ein wirtschaftlicher und ökologischer Nutzen einer anlagenübergreifenden Kopplung zu erwarten.

In nachfolgenden Arbeiten empfiehlt es sich daher, die aufgezeigten Potentiale auch mit Hinblick auf die Anwendbarkeit auf weitere Extrusionssysteme, die sich von dem hier betrachteten Einschneckenextruder unterscheiden, zu untersuchen. Besonders im Bereich von Prozessen, welche sich durch eine erhöhte thermische Sensibilität auszeichnen, sind hier weitere Ansatzmöglichkeiten zu erwarten. In diesem Zusammenhang sind neben Doppelschneckenextrudern in Compoundierprozessen beispielsweise auch in der Schaumextrusion zum Einsatz kommende Kühleextruder oder Planetwalzenextruder, die für die Verarbeitung thermisch sensibler Materialien eingesetzt werden, zu nennen. Da in diesen Produktbereichen häufig bereits flüssigkeitsbasierende Temperiersysteme zum Einsatz kommen, ist die Umsetzung effizienzsteigernder Maßnahmen über die gezielte Kopplung von Wärmequellen und –senken durch das Vorhandensein der erforderlichen Infrastruktur mit geringeren anlagentechnischen Anpassungen verbunden. Des Weiteren bietet der Bereich der High-Speed Extrusion ein hohes Potential die Temperierung von Zylinderzonen über flüssigkeitsbasierte Systeme zu koppeln, da hier in der Regel mit vergleichsweise großen Wärmeströmen zu rechnen ist. Das Erzielen von adiabaten Prozessbedingungen oder die Reduktion des erforderlichen globalen Temperieraufwandes ließe sich durch eine gezielte Kopplung einzelner Temperierkreisläufe oder eine anhand der auftretenden Wärmeströme definierten Verkettung der Zonen mit einem einzelnen Temperierkreislaufrreichen.

## 7 Verzeichnisse

### 7.1 Literaturverzeichnis

- [AK+14a] Abeykoon, C.; Kelly, A. L.; Brown, E. C.; Vera-Sorroche, J.; Coates, P. D.; Harkin-Jones, E.; Howell, K. B.; Deng, J.; Li, K.; Price, M.: *Investigation of the process energy demand in polymer extrusion - A brief review and an experimental study*. In: Applied Energy 2014, S. 726–737, 2014
- [AK+14b] Abeykoon, C.; Kelly, A. L.; Vera-Sorroche, J.; Brown, E. C.; Coates, P. D.; Deng, J.; Li, K.; Harkin-Jones, E.; Price, M.: *Process efficiency in polymer extrusion - Correlation between the energy demand and melt thermal stability*. In: Applied Energy 2014, S. 560–571, 2014
- [AL+11] Abeykoon, C.; Li, K.; McAfee, M.; Martin, P. J.; Niu, Q.; Kelly, A. L.; Deng, J.: *A new model based approach for the prediction and optimisation of thermal homogeneity in single screw extrusion*. In: Control Engineering Practice 08/2011, S. 862–874, 2011
- [AM+14a] Abeykoon, C.; Martin, P. J.; Li, K.; Kelly, A. L.: *Dynamic modelling of die melt temperature profile in polymer extrusion - Effects of process settings, screw geometry and material*. In: Applied Mathematical Modelling 04/2014, S. 1224–1236, 2014
- [AM+14b] Abeykoon, C.; Martin, P. J.; Li, K.; Kelly, A. L.: *Melt temperature consistency during polymer extrusion*. Society of Plastics Engineers: Plastics Research Online, 2014
- [Ang10] Anger, K.: *Temperaturmodellierung von temperierten Einschnecken*. Dissertation, Universität Paderborn, 2010
- [Art03] Arthkamp, J.: *Erdgas in der Kunststoffverarbeitung*. In: Kunststoffe 10/2003, S. 89–93, Carl Hanser Verlag, München, 2003
- [BHW07] Bürkle, E.; Hungerkamp, T.; Würtele, M.: *Erdgasbeheizte Plastifiziersysteme - Spürbar niedrigere Energiekosten*. In: Kunststoffe 09/2007, S. 202–206, Carl Hanser Verlag, München, 2007
- [BK12] Baehr, H. D.; Kabelac, S.: *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2012
- [BK93] Brunner, R.; Kyburz, V.: *Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung - Planung, Bau und Betrieb von Wärmerückgewinnungs- und Abwärmenutzungsanlagen*. RAVEL im Wärmesektor Heft 2, Bundesamt für Konjunkturfragen: Bern, 1993

- [BKC04] Brown, E. C.; Kelly, A. L.; Coates, P. D.: *Melt temperature field measurement in single screw extrusion using thermocouple meshes*. In: Review of Scientific Instruments 11/2004, S. 4742, 2004
- [Bög15] Böge, A. (Hrsg.): *Formeln und Tabellen Maschinenbau - Für Studium und Praxis*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015
- [Bon14] Bonten, C.: *Kunststofftechnik - Einführung und Grundlagen*. Carl Hanser Verlag, München, 2014
- [BSG09] Bastian, M.; Stübs, O.; Gehring, A.: *Energie endlos sparen*. In: Kunststoffe 10/2009, S. 160–167, Carl Hanser Verlag, München, 2009
- [BW11] Böckh, P. v.; Wetzel, T.: *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2011
- [Car68] Carreau, P. J.: *Rheological equations from molecular network theories*. Ph. D. Thesis, University of Wisconsin, 1968
- [CB15] Celik, O.; Bonten, C.: *Dreidimensionale Simulation der genuteten Einzugszone eines Einschneckenextruders*. 24. Stuttgarter Kunststoffkolloquium, Stuttgart, Deutschland, 2015
- [Chu11] Chung, C. I.: *Extrusion of Polymers - Theory and practice*. Carl Hanser Verlag, Munich, 2011
- [CS13] Campbell, G. A.; Spalding, M. A.: *Analyzing and troubleshooting single-screw extruders*. Carl Hanser Verlag, Munich, 2013
- [DIN04] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: *DIN EN ISO 5167 - Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt*. Beuth Verlag, Berlin, 2004
- [DIN09] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: *DIN EN 60751 - Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren*. Beuth Verlag, Berlin, 2009
- [DIN15] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: *DIN 4754 - Wärmeübertragungsanlagen mit organischen Wärmeträgern*. Beuth Verlag, Berlin, 2015
- [DRH16] Dunkelberg, H.; Rommel, B.; Hesselbach, J.: *Der thermoöltemperierte Extruder - Nutzung thermischer Energie zur Temperierung von Heiz- und Kühlzonen*. In: Kunststoffe 10/2016, S. 223–228, Carl Hanser Verlag, München, 2016



- [EC14] European Commission: *Communication from the commission to the european parliament and the council - Energy Efficiency and its contribution to energy security and the 2030 Framework for climate and energy policy*. COM(2014) 520, Brussels, 2014
- [EU12] Europäische Union: *Richtlinie 2012/27/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Oktober 2012 zur Energieeffizienz, zur Änderung der Richtlinien 2009/125/EG und 2010/30/EU und zur Aufhebung der Richtlinien 2004/8/EG und 2006/32/EG*. Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union: Brüssel, 2012
- [Fra10] Frankland, J.: *Reducing Energy, Part II: 'Adiabatic' Extrusion*. Plastics Technology, 2010
- [Gab94] Gabathuler, H. R.: *Elektrizität und Wärme - Grundlagen und Zusammenhänge*. RAVEL im Wärmesektor Heft 1, Bundesamt für Konjunkturfragen: Bern, 1994
- [Gni13] Gnielinski, V.: *Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion - Durchströmte Rohrwendeln*. In: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [Gro11] Grossmann, M.: *Leistungs- und Effizienzsteigerung in der Einschneckenextrusion durch alternative Plastifiziertchnik*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2011
- [Gro15] Grollius, H.-W.: *Grundlagen der Hydraulik*. Carl Hanser Verlag, München, 2015
- [Grü02] Grünschloß, E.: *A new style single screw extruder with improved plastification and output power*. In: International Polymer Processing 04/2002, S. 291–300, 2002
- [Grü06] Grünschloß, E.: *Der HELIBAR-Einschneckenextruder mit verbesserter Plastifizier- und Förderleistung*. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): *Der Einschneckenextruder von Morgen*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006
- [Grü07] Grünschloß, E.: *Helibar - A powerful single screw plasticating system*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Cincinnati, USA, 2007
- [Hac09] Hackl, L.: *Verfahren und Vorrichtung zur Energieeinsparung in der Extrusion*. Patentschrift DE102007039799B3, Publikationsdatum: 02.04.2009, Deutsches Patentamt, 2009
- [Her16] Herwig, H.: *Strömungsmechanik - Einführung in die Physik von technischen Strömungen*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016
- [Hes12] Hesselbach, J.: *Energie- und klimaeffiziente Produktion - Grundlagen, Leitlinien und Praxisbeispiele*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012

- [HM15] Hopmann, C.; Michaeli, W.: *Einführung in die Kunststoffverarbeitung*. Carl Hanser Verlag, München, 2015
- [HSR13] Hirzel, S.; Sontag, B.; Rohde, C.: *Industrielle Abwärmenutzung - Kurzstudie. Effizienzfabrik - Innovationsplattform Ressourceneffizienz in der Produktion*, Fraunhofer Institut für Systemtechnik und Innovationsforschung: Karlsruhe, 2013
- [Hür07] Hürland, K.: *Temperiergeräte mit Erdgasbeheizung - Einsatz von Primärenergie steigert die Energieeffizienz*. In: *Kunststoffe* 03/2007, S. 45–49, Carl Hanser Verlag, München, 2007
- [Joh04] Johannaber, F. (Hrsg.): *Kunststoff-Maschinenführer*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2004
- [Kac04] Kaczmarek, D.: *Feststoffförderung und alternative Plastifizierung bei der Extrusion*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2004
- [Kai11] Kaiser, W.: *Kunststoffchemie für Ingenieure - Von der Synthese bis zur Anwendung*. Carl Hanser Verlag, München, 2011
- [Kar16] Karrenberg, G.: *Einsatz innovativer Simulationstechniken zur Entwicklung eines High-Speed-Extrusionskonzeptes auf Basis von Feststoff-Schmelze-Trennung*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2016
- [Kem07] Kemp, I. C.: *Pinch analysis and process integration - A user guide on process integration for the efficient use of energy*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2007
- [KM02] Körzel, K.-W.; Michels, R.: *Neuentwicklungen bei Zylinderheizungen*. Beitrag zur Fachtagung "Neuigkeiten in der Extrusion", Süddeutsches Kunststoff-Zentrum: Würzburg, 2002
- [KNW16] Karrenberg, G.; Neubrech, B.; Wortberg, J.: *CFD-Simulation der Kunststoffplastifizierung in einem Extruder mit durchgehend genutetem Zylinder und Barrierschnecke*. In: *Zeitschrift Kunststofftechnik, Journal of Plastics Technology* 03/2016, S. 205–238, Carl Hanser Verlag, München, 2016
- [Kro94] Kroupa, R.: *Ventiltechnologie im Anlagenbau*. Wiley-VCH, Weinheim, 1994
- [Krü02a] Krüger, E.: *Geschlossene Temperierung am Umfang*. Patentschrift EP1256435A2, Publikationsdatum: 13.11.2002, Europäisches Patentamt, 2002
- [Krü02b] Krüger, E.: *Geschlossene Zylindertemperierung in der Wand*. Patentschrift EP1254756A2, Publikationsdatum: 06.11.2002, Europäisches Patentamt, 2002
- [KW13] Karrenberg, G.; Wortberg, J.: *3D-CFD-Simulation of polymer plastification in single screw extruder under high-speed conditions*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Cincinnati, USA, 2013

- [KW14] Karrenberg, G.; Wortberg, J.: *Development of a custom material model for 3D-CFD-Simulation of melting processes in polymer processing*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Las Vegas, USA, 2014
- [LH+11] Lakemeyer, C.; Hörmann, H.; Anger, K.; Schöppner, V.: *Thermal considerations of tempered single extruding screws: influence of screw tempering to melt temperature*. In: Zeitschrift Kunststofftechnik, Journal of Plastics Technology 04/2011, S. 137–159, 2011
- [Lim13] Limper, A. (Hrsg.): *Verfahrenstechnik der Thermoplastextrusion*. Carl Hanser Verlag, München, 2013
- [Lin79] Linnhoff, B.: *Thermodynamic analysis in the design of process networks*. Dissertation, University of Leeds, 1979
- [LO13] Laurien, E.; Oertel, H.: *Numerische Strömungsmechanik - Grundgleichungen und Modelle – Lösungsmethoden – Qualität und Genauigkeit*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013
- [LS15] Lessmann, J.-S.; Schöppner, V.: *Discrete element simulations and validation tests investigating solids-conveying processes with pressure buildup in single screw extruders*. Proceedings of PPS-31: The 31st International Conference of the Polymer Processing Society, Jeju Island, Korea, 2015
- [LUBW03] Landesanstalt für Umweltschutz Baden-Württemberg: *Mit der Pinch-Technologie Prozesse und Anlagen optimieren - Eine Methode des betrieblichen Energie- und Stoffstrommanagements*. Karlsruhe, 2003
- [Mad59] Maddock, B. H.: *A visual analysis of flow and mixing in extruder screws*. In: SPE Journal 05/1959, S. 383–389, 1959
- [McK54] McKelvey, J. M.: *Theory of adiabatic extruder operation*. In: Industrial & Engineering Chemistry 04/1954, S. 660–664, 1954
- [MDL89] Menges, G.; Dombrowski, U.; Limper, A.: *Verfahren und Vorrichtung zur Regelung von Wärmeströmen*. Patentschrift DE3730991A1, Publikationsdatum: 06.04.1989, Deutsches Patentamt, 1989
- [MH+11] Menges, G.; Haberstroh, E.; Michaeli, W.; Schmachtenberg, E.: *Menges Werkstoffkunde Kunststoffe*. Carl Hanser Verlag, München, 2011
- [MH13] Mang, H. A.; Hofstetter, G.: *Festigkeitslehre*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2013
- [Mic01] Michels, R.: *Barriereschnecken*. Beitrag zur Fachtagung "Neuigkeiten in der Extrusion", Süddeutsches Kunststoff-Zentrum: Würzburg, 2001

- [Mic05] Michels, R.: *Verbesserung der Verarbeitungsbandbreite und der Leistungsfähigkeit von Einschnckenextrudern*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2005
- [Mic06] Michaeli, W.: *Einführung in die Kunststoffverarbeitung*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2006
- [Mic11] Michels, R.: *Energetische Optimierung von Einschnckenextrudern*. Beitrag zur VDI-Fachtagung "Blasformen", Baden-Baden, 2011
- [MT08] Moysey, P. A.; Thompson, M. R.: *Discrete particle simulations of solids compaction and conveying in a single-screw extruder*. In: Polymer Engineering and Science 01/2008, S. 62–73, 2008
- [Par16] Parthier, R.: *Messtechnik - Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016
- [PB+10] Pehnt, M.; Bödeker, J.; Arens, M.; Jochem, E.; Idrissova, F.: *Die Nutzung industrieller Abwärme - technisch-wirtschaftliche Potenziale und energiepolitische Umsetzung*. Bericht im Rahmen des Vorhabens „Wissenschaftliche Begleitforschung zu übergreifenden technischen, ökologischen, ökonomischen und strategischen Aspekten des nationalen Teils der Klimaschutzinitiative“, FKZ 03KSW016A und B, 2010
- [Pla16] PlasticsEurope: *Plastics – the Facts 2016 - An analysis of European plastics production, demand and waste data*, 2016
- [Pon00] Pongratz, S.: *Alterung von Kunststoffen während der Verarbeitung und im Gebrauch*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2000
- [PSS13] Praher, B.; Straka, K.; Steinbichler, G.: *Schmelzetemperatur mit Ultraschall messen*. In: Kunststoffe 07/2013, S. 45–49, Carl Hanser Verlag, München, 2013
- [Rau08a] Rauwendaal, C.: *SPC - Statistical process control in injection molding and extrusion*. Carl Hanser Verlag, Munich, 2008
- [Rau08b] Rauwendaal, C.: *Time to learn about dynamic optimization of extruder barrel temperatures*. Plastics Technology, 2008
- [Rau14] Rauwendaal, C.: *Polymer extrusion*. Carl Hanser Verlag, Munich, 2014
- [Reg06] Regloplas (Hrsg.): *Handbuch der Temperierung mittels flüssiger Medien*. VDE Verlag, Heidelberg, 2006
- [RH+14] Rommel, B.; Hesselbach, J.; Dunkelberg, H.; Schlüter, A.: *Vorrichtung zur Temperierung eines Extruders oder eines Plastifizierzylinders*. Patentschrift DE102014002270A1, Publikationsdatum: 20.08.2015, Deutsches Patentamt,

- [Rie84] Riedel, G.: *Anordnung zum Temperieren von Einrichtungen für die Kunststoffherstellung oder Kunststoffverarbeitung*. Patentschrift DE3308138A1, Publikationsdatum: 13.09.1984, Deutsches Patentamt, 1984
- [Rot05] Roth, M.: *Temperierung für eine Kunststoffverarbeitungsanlage*. Patentschrift EP1537972A2, Publikationsdatum: 08.06.2005, Europäisches Patentamt, 2005
- [RS+13] Roetzel, W.; Spang, B.; Müller-Steinhagen, H.; Xing, L.: *Grundlagen der Berechnung von Wärmeübertragern*. In: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [Sch00] Schneider, H.-P.: *Wirtschaftlichkeit und Qualität gesteigert - Trends in der PVC-Profil- und Rohrextrusion*. In: *Kunststoffe* 10/2000, S. 129–137, 2000
- [Sch08a] Schneider, F.: *Energieverbrauch verringern*. In: *Kunststoffe* 10/2008, S. 66–71, Carl Hanser Verlag, München, 2008
- [Sch08b] Schneider, F.: *Mit Energie haushalten - auch am Extruder*. VDI-Fachtagung Extrusionstechnik 2008, Bonn, Deutschland, 2008
- [Sch13] Schöppner, V.: *Einschneckenextruder*. In: Limper, A. (Hrsg.): *Verfahrenstechnik der Thermoplastextrusion*. Carl Hanser Verlag, München, 2013
- [Sch15] Schut, J. H.: *Whatever happened to induction heated barrels?* SPE: Plastics Engineering Blog, 2015
- [Sch77] Scholl, K. H.: *Wichtige Verarbeitungsparameter und ihre messtechnische Erfassung*. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): *Der Extruder als Plastifiziereinheit*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977
- [SM+08] Smith, W. S.; Miller, L. A.; Willis, J.; Womer, T.: *The effects of running different barrel temperature profiles for various resins*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Milwaukee, USA, 2008
- [SM97] Schwaigerer, S.; Mühlenbeck, G.: *Festigkeitsberechnung im Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau*. Springer-Verlag, Berlin, 1997
- [SSH11] Saul, K.; Spitz, M.; Hiesgen, G.: *Verfahren zur Energieeinsparung in einer Formgebungsvorrichtung und eine Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens*. Patentschrift DE102010030621A1, Publikationsdatum: 29.12.2011, Deutsches Patentamt, 2011
- [Ste13a] Stephan, P.: *Grundlagen der Wärmeübertragung*. In: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013

- [Ste13b] Stephan, P.: *Spezielle Wärmeübertrager - Wärmerohre*. In: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [Sti11] Stieglitz, H.: *Energieverbrauch nachhaltig senken*. In: *Kunststoffe* 06/2011, S. 50–54, Carl Hanser Verlag, München, 2011
- [Sti16] Stieglitz, H.: *Werkzeugtechnik und Schneckenbeschichtung in der Extrusion - Möglichkeiten und Grenzen anwendungsoptimierter Lösungen im Bereich der Tiefziehfolienextrusion*. 28. Internationales Kolloquium Kunststofftechnik, Aachen, Deutschland, 2016
- [Tad66] Tadmor, Z.: *Fundamentals of plasticating extrusion - A theoretical model for melting*. In: *Polymer Engineering and Science* 03/1966, S. 185–190, 1966
- [TDK67] Tadmor, Z.; Duvdevani, I.; Klein, I.: *Melting in plasticating extruders theory and experiments*. In: *Polymer Engineering and Science* 03/1967, S. 198–217, 1967
- [TMH02] Trautmann, A.; Meyer, J.; Herpertz, S.: *Rationelle Energienutzung in der Kunststoff verarbeitenden Industrie - Leitfaden für die betriebliche Praxis*. Vieweg, Braunschweig [u.a.], 2002
- [Urb11] Urbanek, O.: *Energy Efficiency: Plastics and rubber machines well placed*. EUROMAP Study, Urbanek Innovation Consulting: Ried, 2011
- [VDI07] VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik: *VDI/VDE 2173 - Strömungstechnische Kenngrößen von Stellventilen und deren Bestimmung*. Beuth Verlag, Berlin, 2007
- [VDI13] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013
- [VDI86] VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): *Wärmeübertragung bei der Kunststoffaufbereitung*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1986
- [VDM10] Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V.: *Bewertung von Antriebskonzepten für Extrusionsmaschinen aus ökonomischer und ökologischer Sicht für KMU*. Abschlussbericht des IGF Vorhabens 15368N, Süddeutsches Kunststoff-Zentrum, Würzburg, 2010
- [VK+13] Vera-Sorroche, J.; Kelly, A.; Brown, E.; Coates, P.; Karnachi, N.; Harkin-Jones, E.; Li, K.; Deng, J.: *Thermal optimisation of polymer extrusion using in-process monitoring techniques*. In: *Applied Thermal Engineering* 02/2013, S. 405–413, 2013

- [VK+14] Vera-Sorroche, J.; Kelly, A. L.; Brown, E. C.; Gough, T.; Abeykoon, C.; Coates, P. D.; Deng, J.; Li, K.; Harkin-Jones, E.; Price, M.: *The effect of melt viscosity on thermal efficiency for single screw extrusion of HDPE*. In: Chemical Engineering Research and Design 11/2014, S. 2404–2412, 2014
- [Vla01] Vlachopoulos, J.: *The SPE guide on extrusion technology and troubleshooting*. Society of Plastics Engineers: Brookfield, CT, 2001
- [WB10] Wortberg, J.; Bussmann, M.: *Ein alternatives Plastifizierkonzept unter Verwendung von Erdgas*. In: Zeitschrift Kunststofftechnik, Journal of Plastics Technology 02/2010, S. 92–111, Carl Hanser Verlag, München, 2010
- [WC15] Wagner, J. R.; Cantor, K. M.: *Characterizing an extrusion process using design of experiment (DOE)*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Orlando, USA, 2015
- [Web75] Weber, H.: *Vorrichtung an Kunststoff-Schneckenpressen zur Nutzung der Wärme von Stellen zu hoher Temperatur an Stellen zu niedriger Temperatur*. Patentschrift DE2419393A1, Publikationsdatum: 13.11.1975, Deutsches Patentamt, 1975
- [WK04] Wortberg, J.; Kaczmarek, D.: *Extruder und Extrusionsanlagen*. In: Johannaber, F. (Hrsg.): *Kunststoff-Maschinenführer*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2004
- [WLF55] Williams, M. L.; Landel, R. F.; Ferry, J. D.: *The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids*. In: Journal of the American Chemical Society 14/1955, S. 3701–3707, 1955
- [WM97] Wortberg, J.; Michels, R.: *Ideen mit Zukunft - Innovative Entwicklungen in der Einschneckenextrusion*. Beitrag zur VDI-Tagung "Der Einschneckenextruder - Grundlagen und Systemoptimierung", Baden-Baden, 1997
- [WMG14] Wagner, J. R.; Mount, E. M.; Giles, H. F.: *Extrusion: the definitive processing guide and handbook*. Elsevier, Amsterdam [u.a.], 2014
- [WMN99] Wortberg, J.; Michels, R.; Neumann, M.: *Energieeinsparpotentiale in der kunststoffverarbeitenden Industrie*. Fachartikel für die Initiative "Energie effizient nutzen - Schwerpunkt Strom" des Wirtschaftsministeriums Baden-Württemberg, Fraunhofer Institut für Systemtechnik und Innovationsforschung: Karlsruhe, 1999
- [Wob86] Wobbe, H.: *Temperierung von Extrudern*. In: VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik (Hrsg.): *Wärmeübertragung bei der Kunststoffaufbereitung*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1986
- [Wom08] Womer, T.: *Optimize barrel temperatures for barrier screws*. Plastics Technology, 2008

### Unveröffentlichte studentische Arbeiten mit thematischem Bezug

- [And14] Andretzky, M.: *Konzeptionierung einer energieeffizienten Zylindertemperierung im Extrusionsprozess mittels flüssiger Medien*. Masterarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2014
- [Hol15] Hollmann, P.: *Abbildung und Simulation fluidbasierter Temperiersysteme in MATLAB Simulink*. Bachelorarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2015
- [Jak16] Jakobi, J.: *Inbetriebnahme und experimentelle Erprobung eines öltemperierten Extrusionssystems mit integrierter Abwärmenutzung*. Bachelorarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2016
- [Jur16] Juretzka, R.: *Prozessgrößenbestimmung eines thermalöltemperierten Nutbuchsenextruders mit Barrierschnecke auf Grundlage analytischer Modelle*. Bachelorarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2016
- [Pas15] Passens, H.: *Auslegung eines thermalölbasierten Temperiersystems mit integrierter Nutzung zurückgewonnener Prozesswärme für einen Kunststoffextruder*. Bachelorarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2015

### Eigene Publikationen des Autors

- [Ket14] Ketteler C.: *Werkzeuge für die Blasfolienextrusion*. VDI-Wissensforum: Extrusionswerkzeuge für Folien und Platten, Münster, Deutschland, 2014
- [KH+13] Ketteler, C.; Heesen, O. te; Szöke, L.; Wortberg, J.: *Simulation of color and material change processes in spiral mandrel dies by a transient multiphase approach*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Cincinnati, USA, 2013
- [KN15] Ketteler, C.; Neubert, B.: *Funktionalisierte Schichten*. In: Kunststoffe 08/2015, S. 26–28, Carl Hanser Verlag, München, 2015
- [KW15] Ketteler, C.; Wortberg, J.: *Integrated waste heat utilization for extruder barrels by interconnection of fluid streams*. SPE Annual Technical Conference (ANTEC), Orlando, USA, 2015
- [KW16] Ketteler, C.; Wortberg, J.: *Konzipierung eines Extrusionsprozesses zur Beschichtung von Offshore-Bauteilen*. Öffentlicher Schlussbericht des Vorhabens "KOWIND - Entwicklung einer neuartigen Technologie zum Korrosionsschutz an Offshore-Windanlagen", FKZ 03X3561G, 2016



- [SH+12] Szöke, L.; Heesen, O. te; Ketteler, C.; Wortberg, J.: *New possibilities of transient simulation in describing color and material change processes in extrusion technology*. Proceedings of PPS-28: The 28th International Conference of the Polymer Processing Society, Pattaya, Thailand, 2012
- [SKW14] Szöke, L.; Ketteler, C.; Wortberg, J.: *Analyzing the product changing behavior of complex extrusion die geometries based on CFD simulation*. Proceedings of PPS-30: The 30th International Conference of the Polymer Processing Society, Cleveland, USA, 2014
- [WH+12] Wortberg, J.; Heesen, O. te; Ketteler, C.; Szöke, L.: *Dreidimensionale, instationäre Strömungssimulation zur Analyse von Farb- und Materialwechselvorgängen*. In: Zeitschrift Kunststofftechnik, Journal of Plastics Technology 05/2012, S. 468–489, Carl Hanser Verlag, München, 2012

## 7.2 Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 2-1:</b>	Grundlegender Aufbau eines Einschneckenextruders .....	7
<b>Abbildung 2-2:</b>	Aufschmelzmechanismus einer konventionelle Schnecke (links) sowie einer Barrierschnecke (rechts).....	8
<b>Abbildung 2-3:</b>	Vereinfachte Energiebilanz eines Extrusionsprozesses .....	10
<b>Abbildung 2-4:</b>	Spezifischer Energieverbrauch über der Schneckendrehzahl .....	12
<b>Abbildung 2-5:</b>	Wärmeübertragung zwischen Extrusionsprozess und Temperiersystem - konventionelles Widerstandsheizband mit Luftkühlung (links), Flüssigkeitstemperierung mit in den Zylinder integrierten Temperierkanälen (rechts) .....	16
<b>Abbildung 2-6:</b>	Grundlegender Aufbau eines Hochtemperatur-Öltemperiergerätes .....	19
<b>Abbildung 2-7:</b>	Wärmerückgewinnung (links) und Abwärmenutzung (rechts).....	29
<b>Abbildung 3-1:</b>	Mischkonzept mit Bypässen sowie globalen Heiz- und Kühlkreisläufen	42
<b>Abbildung 3-2:</b>	Mischkonzept mit Bypässen sowie globalen Heiz- und Kühlkreisläufen – Beispiel.....	43
<b>Abbildung 3-3:</b>	Mischkonzept ohne Medienaustausch zwischen Heiz- und Kühlkreis....	45
<b>Abbildung 3-4:</b>	Schematischer Aufbau der Kopplung zweier Zonen .....	47
<b>Abbildung 3-5:</b>	Darstellung des Laboraufbaus - Gesamtansicht (links), Ventilbaugruppe (rechts) .....	49

<b>Abbildung 3-6:</b>	CFD-gestützte Kanalauslegung mittels Parameterstudie .....	51
<b>Abbildung 3-7:</b>	Druckverlust und Temperaturdifferenz verschiedener Kanalgeometrien	52
<b>Abbildung 3-8:</b>	Darstellung der ausgelegten Plastifiziereinheit mit integrierten Temperierkanälen zur Temperierung mittels Thermalöl .....	54
<b>Abbildung 3-9:</b>	Einbausituation der Messfühler für die Wärmestrombilanzierung (links), Messstelle für Massetemperatur und –druck (rechts) .....	59
<b>Abbildung 3-10:</b>	Schematische Darstellung der Signalflüsse zur Steuerung des Systems .	62
<b>Abbildung 3-11:</b>	Grafische Benutzeroberfläche der Systemsteuerung .....	63
<b>Abbildung 3-12:</b>	Blockschaltbild der Regelung der Geräterücklauftemperatur mittels Ventilbaugruppe.....	66
<b>Abbildung 4-1:</b>	Übertragene Wärme in den Zylinderzonen im Leerlauf .....	68
<b>Abbildung 4-2:</b>	Verlauf von Rücklauftemperatur und Ventilstellung.....	70
<b>Abbildung 4-3:</b>	Variation des Zylindertemperaturprofils (PE-HD) .....	73
<b>Abbildung 4-4:</b>	Übertragene Wärme in den Zylinderzonen (PE-HD) .....	75
<b>Abbildung 4-5:</b>	Variation der Nutbuchsentemperatur (PE-HD).....	77
<b>Abbildung 4-6:</b>	Vergleich von Betriebspunkten (PE-HD – PE-LD – PP) .....	79
<b>Abbildung 4-7:</b>	Übertragene Wärme in den Zylinderzonen (PE-HD – PE-LD – PP).....	80
<b>Abbildung 4-8:</b>	Vergleich von Betriebspunkten (PE-HD – PA12) .....	82
<b>Abbildung 4-9:</b>	Übertragene Wärme in den Zylinderzonen (PE-HD – PA12) .....	83
<b>Abbildung 5-1:</b>	Modell einer Zylinderzone mit angewendeter Diskretisierung.....	88
<b>Abbildung 5-2:</b>	Mittlere Temperatur der Zylinderinnenwand bei unterschiedlichen Prozessbedingungen.....	88
<b>Abbildung 5-3:</b>	Meltfraction-Funktion für PE-LD .....	91
<b>Abbildung 5-4:</b>	Simulationsraum der Barrierschnecke .....	93
<b>Abbildung 5-5:</b>	Diskretisierung des Fluidvolumens.....	94
<b>Abbildung 5-6:</b>	Berechneter Aufschmelzverlauf bei 100 U/min.....	96
<b>Abbildung 5-7:</b>	Aufschmelzverlauf innerhalb der Barrierezone bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	96
<b>Abbildung 5-8:</b>	Temperaturverteilung bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	97
<b>Abbildung 5-9:</b>	Vergleich der Wärmeströme durch die Zylinderwand - Simulation und Experiment.....	98

<b>Abbildung 5-10:</b>	Wärmestromdichte an der Zylinderwand bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	99
<b>Abbildung 5-11:</b>	Zonenbezogene Dissipation und erforderliches Drehmoment.....	100
<b>Abbildung 5-12:</b>	Einfluss unterschiedlicher Temperaturprofile auf die zonenbezogene Dissipation, die übertragenen Wärmeströme und die Massetemperatur	102
<b>Abbildung 8-1:</b>	Temperaturabhängige physikalische Eigenschaften des Wärmeträgers Marlotherm SH .....	124
<b>Abbildung 8-2:</b>	Viskosität – PE-HD.....	126
<b>Abbildung 8-3:</b>	Enthalpiekurve – PE-HD .....	126
<b>Abbildung 8-4:</b>	Viskosität – PE-LD .....	127
<b>Abbildung 8-5:</b>	Enthalpiekurve – PE-LD .....	127
<b>Abbildung 8-6:</b>	Viskosität – PP .....	128
<b>Abbildung 8-7:</b>	Viskosität – PA12 .....	129
<b>Abbildung 8-8:</b>	Enthalpiekurve – PA12 .....	129
<b>Abbildung 8-9:</b>	Verläufe der benutzerdefinierten Funktionen des Materialmodells.....	144

### 7.3 Tabellenverzeichnis

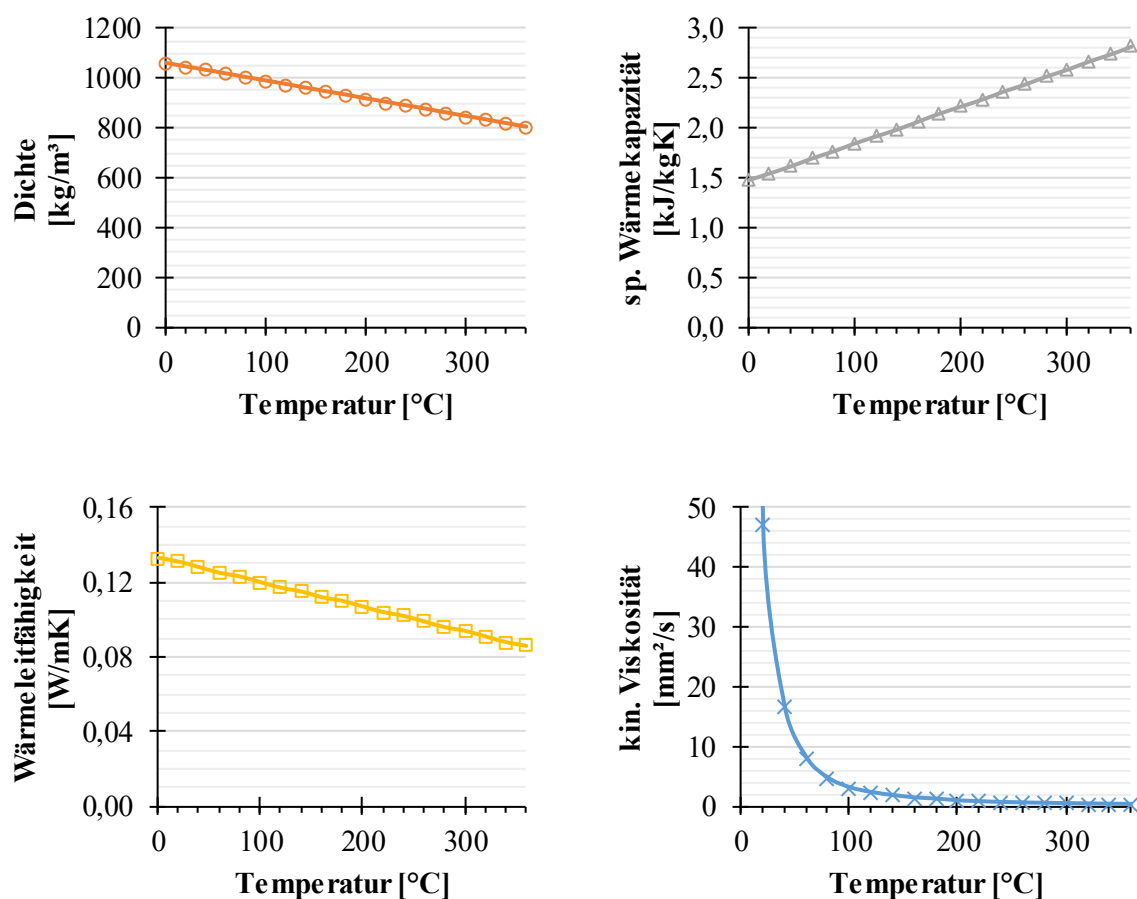
<b>Tabelle 3-1:</b>	Erfasste Messdaten.....	49
<b>Tabelle 8-1:</b>	Materialeigenschaften PE-HD .....	126
<b>Tabelle 8-2:</b>	Materialeigenschaften PE-LD .....	127
<b>Tabelle 8-3:</b>	Materialeigenschaften PP .....	128
<b>Tabelle 8-4:</b>	Materialeigenschaften PA12 .....	129

## 8 Anhang

### 8.1 Eigenschaften des zum Einsatz kommenden Temperieröls

Die Befüllung der Temperiergeräte erfolgte mit der synthetischen, organischen Wärmeträgerflüssigkeit Marlotherm SH der Firma Sasol Germany GmbH. Die zulässige Vorlauftemperatur beträgt 350 °C, die zulässige Filmtemperatur beträgt 380 °C und der Siedepunkt bei Umgebungsdruck liegt im Bereich von 385 bis 395 °C.

Für die betroffenen Simulationen sowie in den Berechnungen, welche die temperaturabhängigen Stoffdaten des Wärmeträgeröls erfordern, werden die folgenden vom Hersteller angegebenen Materialeigenschaften herangezogen.



**Abbildung 8-1:** Temperaturabhängige physikalische Eigenschaften des Wärmeträgers Marlotherm SH

## 8.2 Berechnung der minimalen Zylinderwanddicke

In Anlehnung an die Berechnung druckbelasteter Rohre werden, wie bereits in [Kac04, Kar16] für die Berechnung von zylindrischen Hülisen in Extrusionsanwendungen vorgestellt, die Berechnungsvorschriften für dickwandige Hohlzylinder nach [Bög15, MH13, SM97] für die Auslegung der minimal erforderlichen Wanddicke herangezogen. Über die Gleichungen Gl. 8-1 und Gl. 8-2 lassen sich die am Radius  $r$  auftretenden Spannungen in tangentialer sowie in radialer Richtung bestimmen. Der Innen- und der Außendruck werden mit  $p_i$  und  $p_a$  bezeichnet, während  $r_i$  und  $r_a$  den Innen- und den Außenradius des Hohlzylinders darstellen.

$$\sigma_t(r) = \frac{r_i}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \left[ p_i \cdot \left( 1 + \frac{r_a^2}{r^2} \right) - p_a \cdot \frac{r_a^2}{r_i^2} \cdot \left( 1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \right] \quad \text{Gl. 8-1}$$

$$\sigma_r(r) = \frac{r_i}{r_a^2 - r_i^2} \cdot \left[ p_i \cdot \left( 1 - \frac{r_a^2}{r^2} \right) + p_a \cdot \frac{r_a^2}{r_i^2} \cdot \left( -1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \right] \quad \text{Gl. 8-2}$$

Der Innendurchmesser des Zylinders ist durch die verwendete Schnecke zu  $r_i = 45 \text{ mm}$  vorgegeben und die Drücke werden zu  $p_i = 500 \text{ bar}$  und  $p_a = 0 \text{ bar}$  angenommen. Die größten Spannungen treten bei einem durch Innendruck belasteten Hohlzylinder immer an der Innenseite auf, sodass die Betrachtung in diesem Fall für  $r = r_i$  durchgeführt wird. Mit Hilfe der Schubspannungshypothese wird eine Vergleichsspannung  $\sigma_v$  ermittelt, welche kleiner als die materialabhängige zulässige Spannung  $\sigma_{zul}$  sein muss. Diese ergibt sich unter Zuhilfenahme eines zusätzlichen Sicherheitsfaktors von  $S = 2$ , aus der Dehngrenze  $R_{p0,2}$  des verwendeten Werkstoffes.

$$\sigma_v = \sigma_t - \sigma_r \quad \text{Gl. 8-3}$$

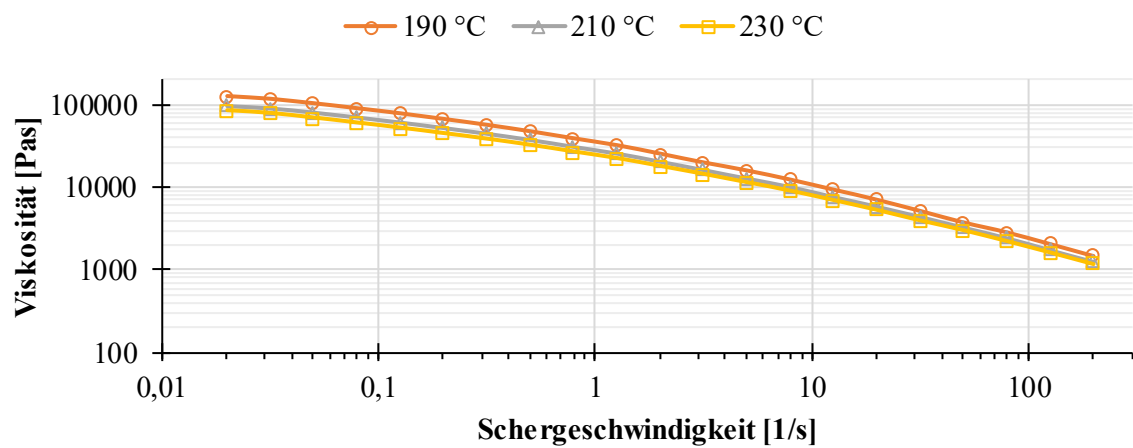
$$\sigma_{zul} = \frac{R_{p0,2}}{S} \quad \text{Gl. 8-4}$$

Die Dehngrenze des Zylinderwerkstoffes 34CrAlNi7 (DIN 1.8550) wird anhand von Herstellerangaben für eine Temperatur von  $400 \text{ °C}$  ermittelt und beträgt  $500 \text{ N/mm}^2$ . Mit den zuvor angegebenen Gleichungen ergibt sich eine erforderliche minimale Wanddicke von  $6,55 \text{ mm}$ , welche zu  $7 \text{ mm}$  aufgerundet wird.

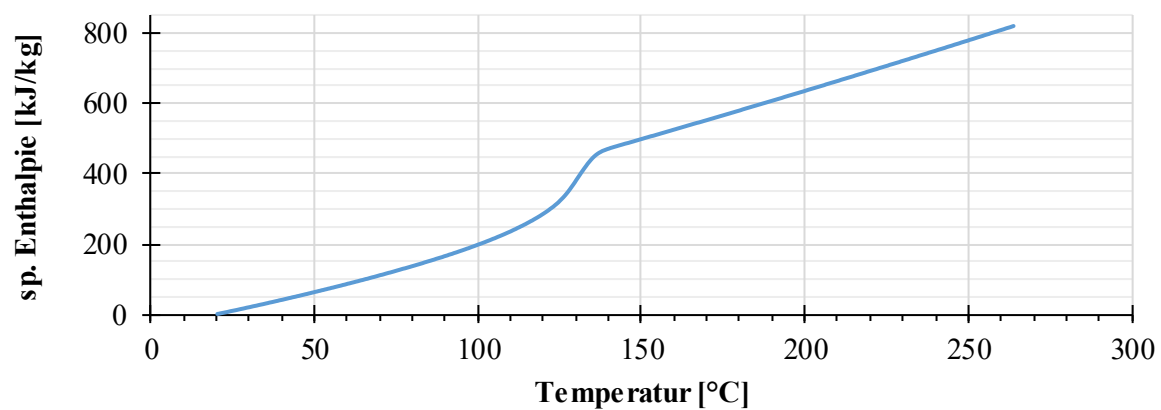
### 8.3 Materialeigenschaften der verwendeten Thermoplaste

PE-HD – Sabic Vestolen A 6060R 10000		
Typ	Polyethylen hoher Dichte	
Dichte (bei 20 °C)	959	kg/m <sup>3</sup>
Schmelztemperatur	124 – 128	°C
MFR (190 °C, 2,16 kg)	0,1	g/10 min

**Tabelle 8-1:** Materialeigenschaften PE-HD



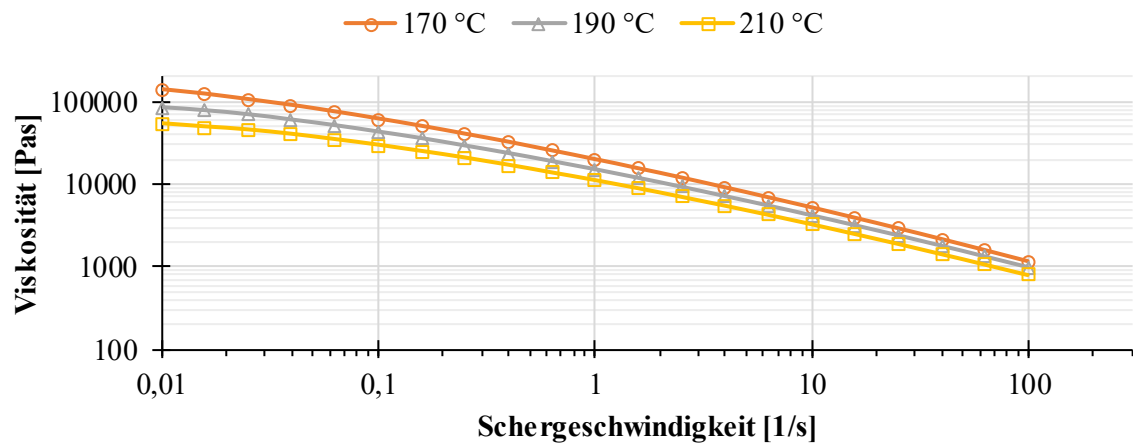
**Abbildung 8-2:** Viskosität – PE-HD



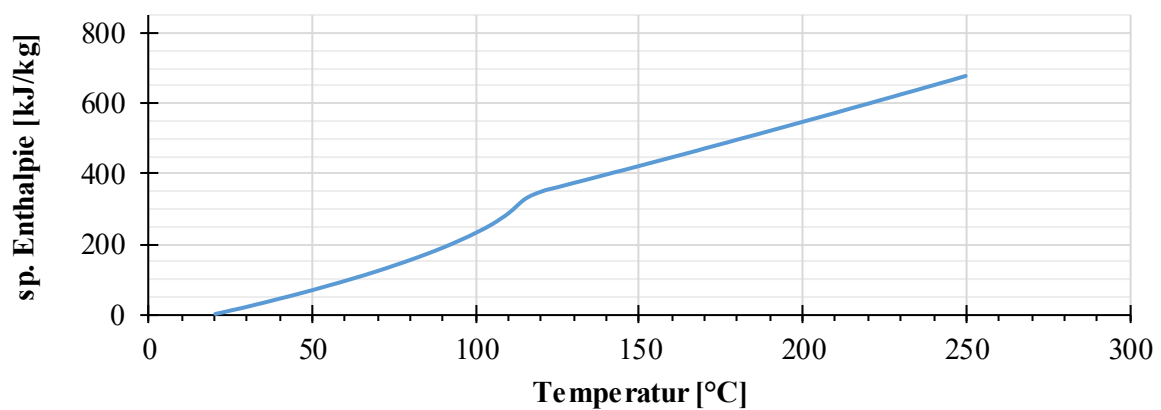
**Abbildung 8-3:** Enthalpiekurve – PE-HD

PE-LD – LyondellBasell Lupolen 2420 D	
Typ	Polyethylen niedriger Dichte
Dichte (bei 20 °C)	923 kg/m <sup>3</sup>
Schmelztemperatur	109 °C
MFR (190 °C, 2,16 kg)	0,25 g/10 min

**Tabelle 8-2:** Materialeigenschaften PE-LD



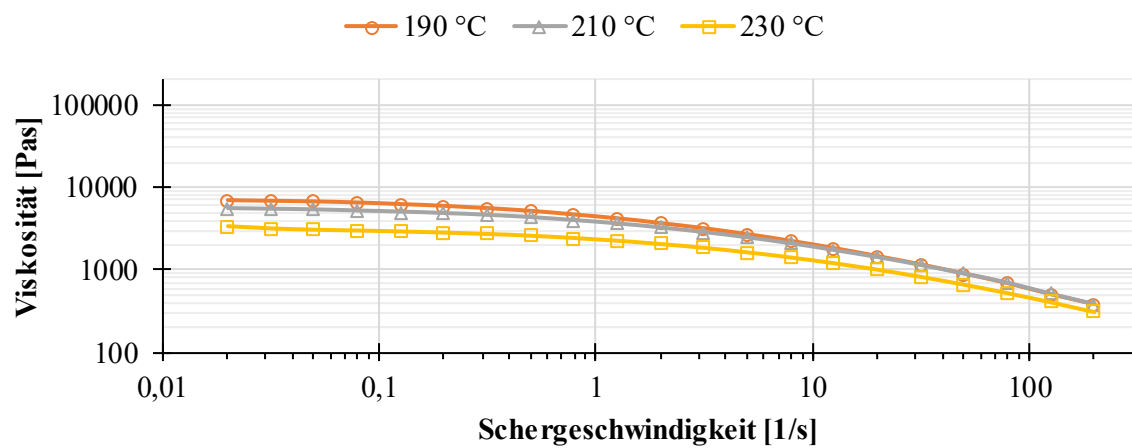
**Abbildung 8-4:** Viskosität – PE-LD



**Abbildung 8-5:** Enthalpiekurve – PE-LD

PP – Borealis HC205TF	
Typ	Polypropylen Homopolymer
Dichte (bei 20 °C)	905 kg/m <sup>3</sup>
Schmelztemperatur	163 °C
MFR (230 °C, 2,16 kg)	4 g/10 min

**Tabelle 8-3:** Materialeigenschaften PP

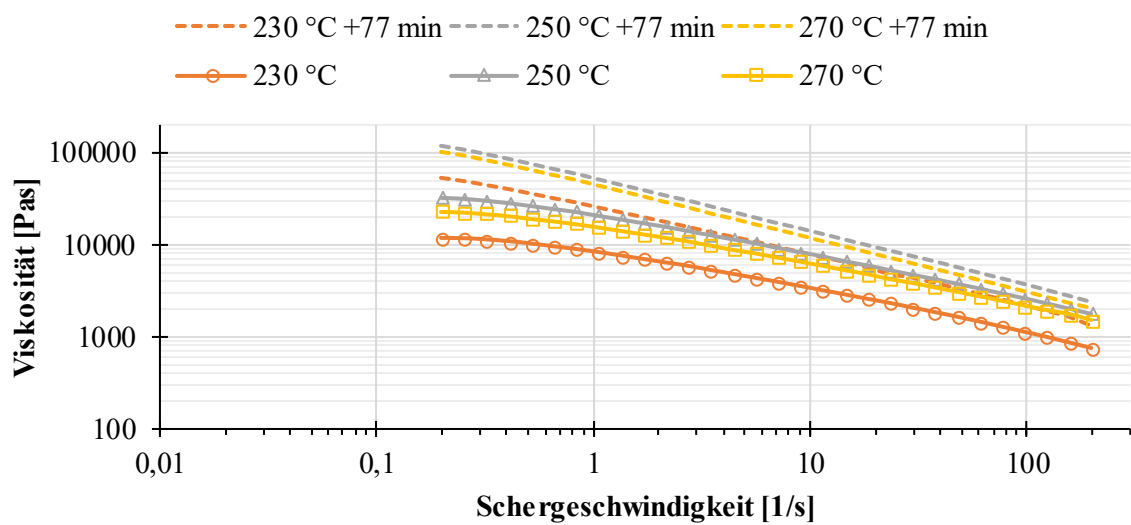


**Abbildung 8-6:** Viskosität – PP

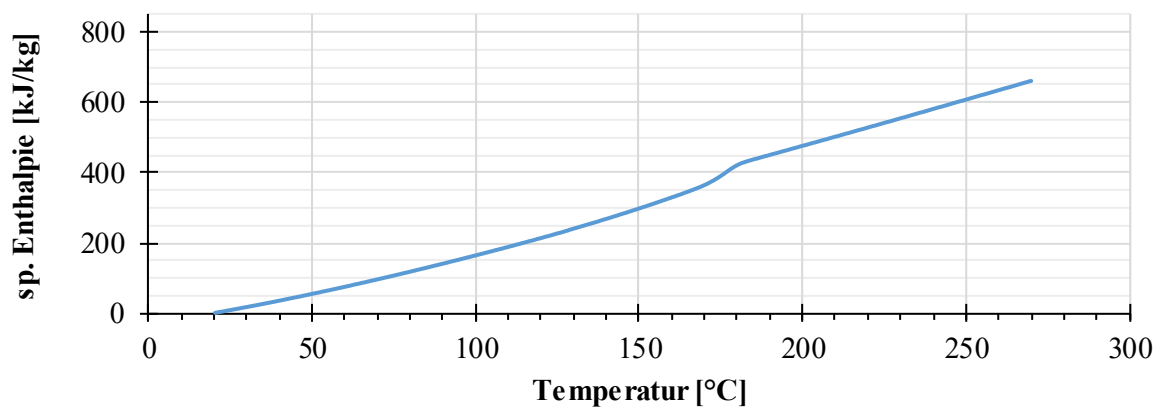


PA12 – Evonik Vestamid BS1607	
Typ	Polyamid 12
Dichte (bei 20 °C)	1010 kg/m <sup>3</sup>
Schmelztemperatur	177 °C

**Tabelle 8-4:** Materialeigenschaften PA12



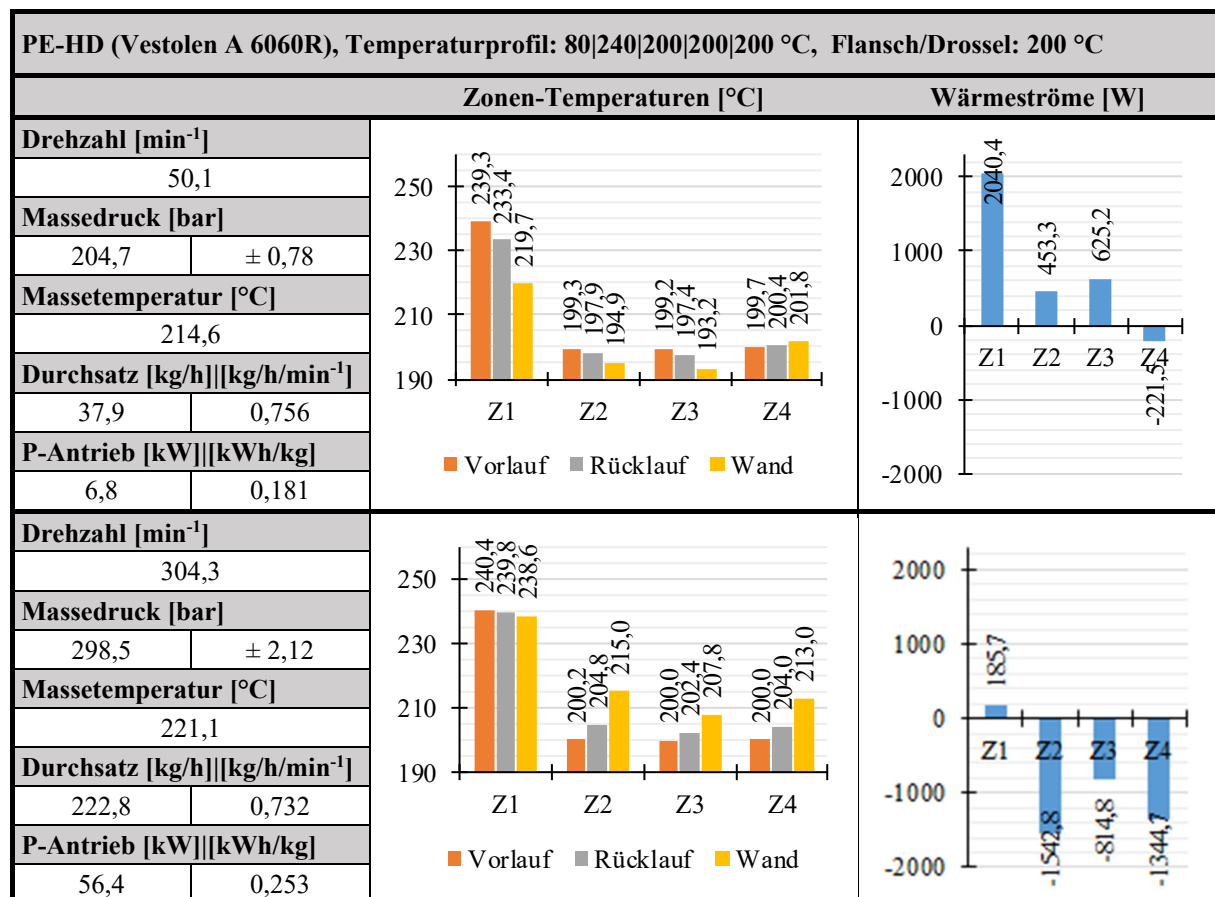
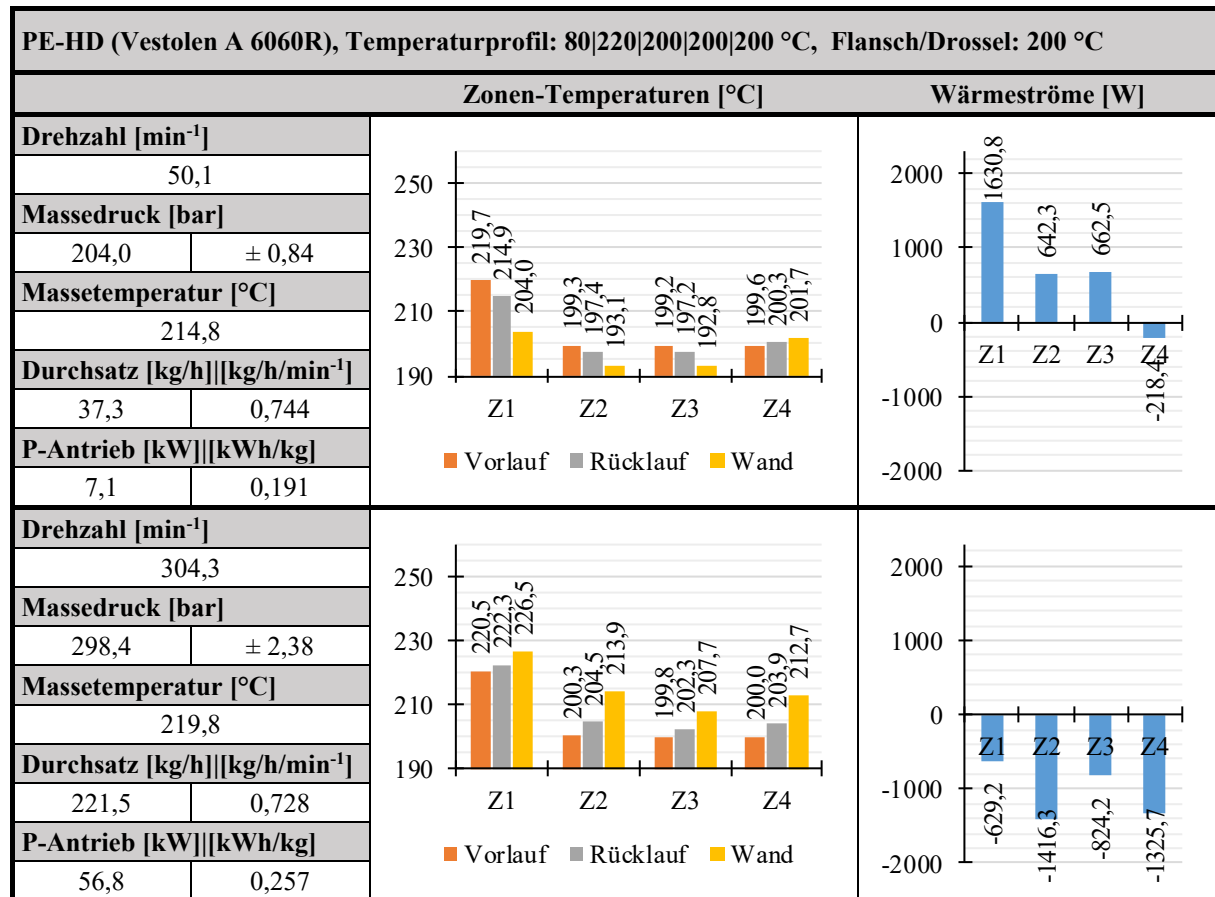
**Abbildung 8-7:** Viskosität – PA12

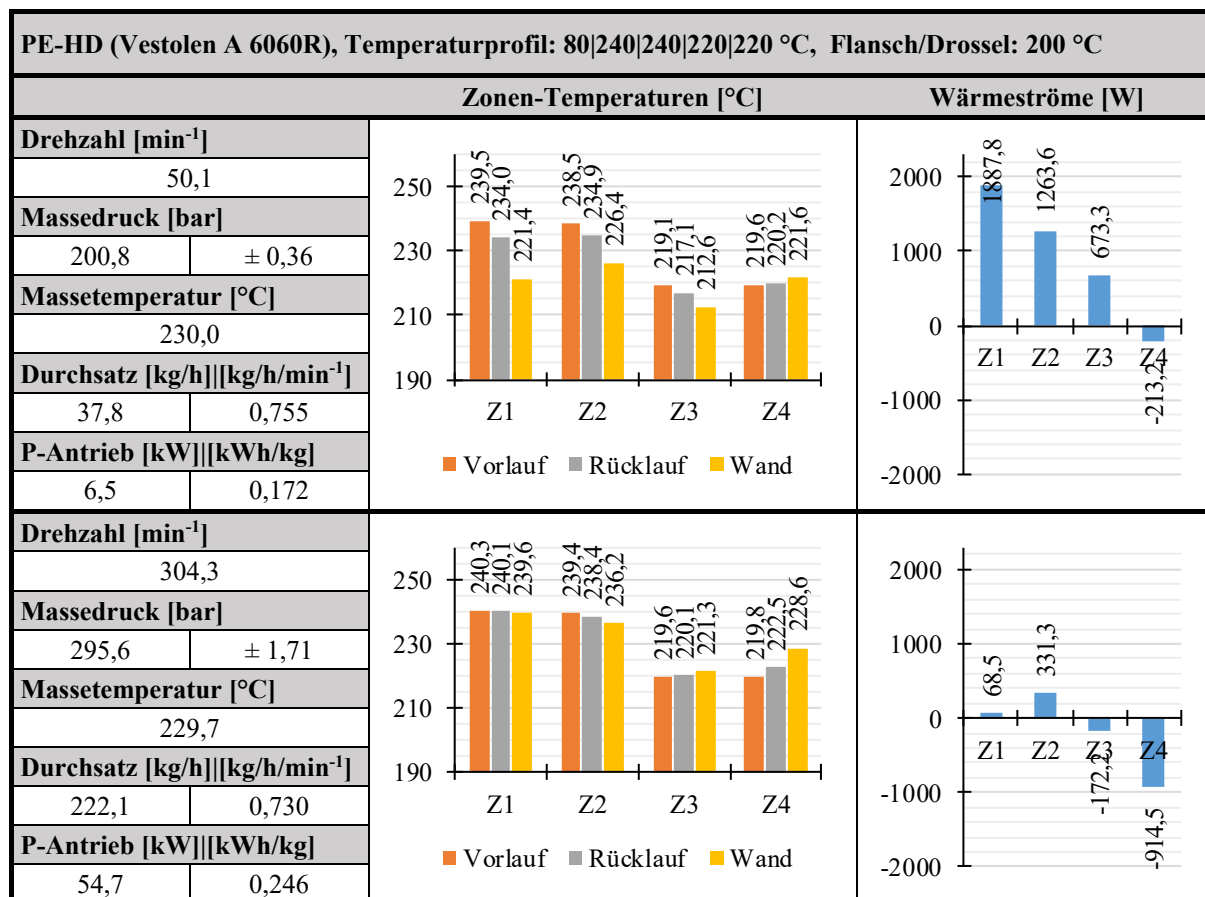
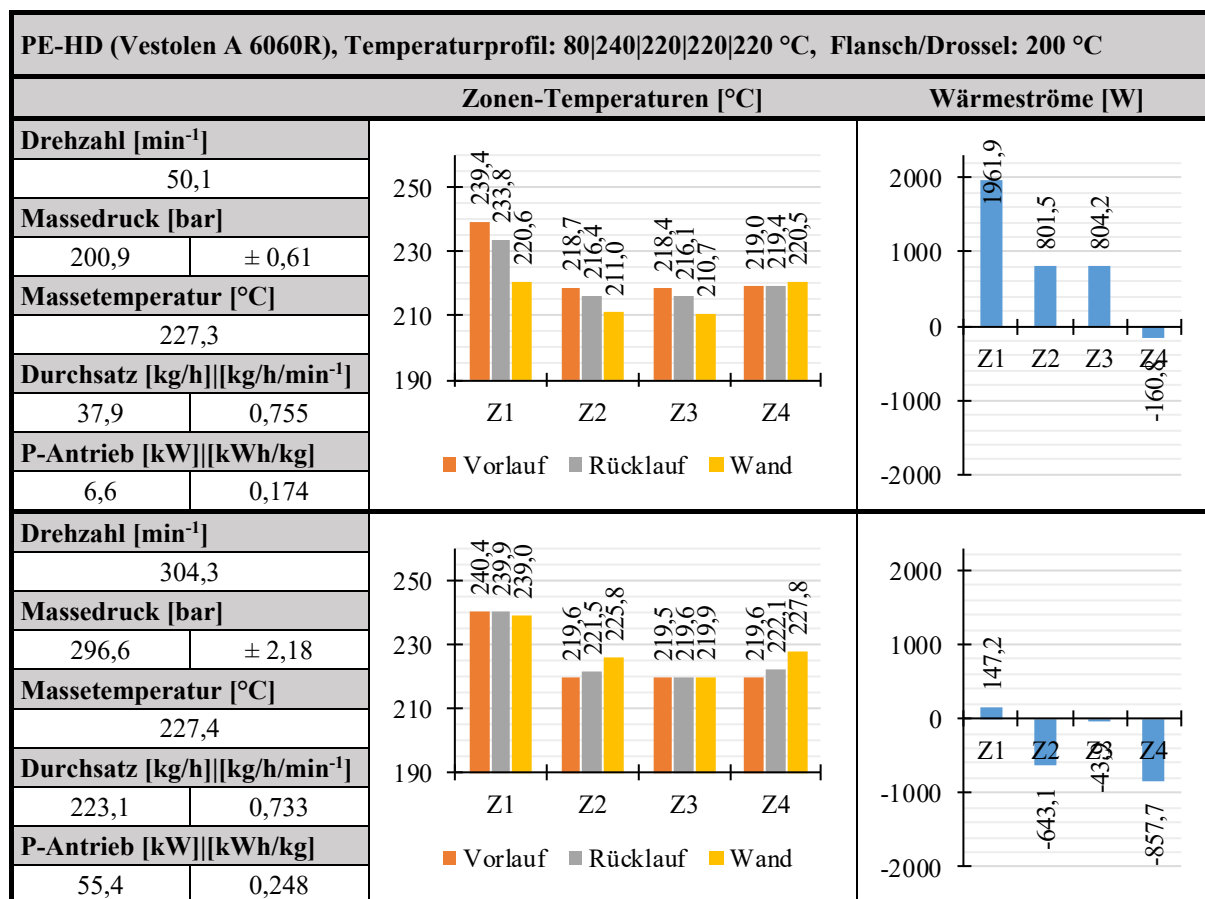


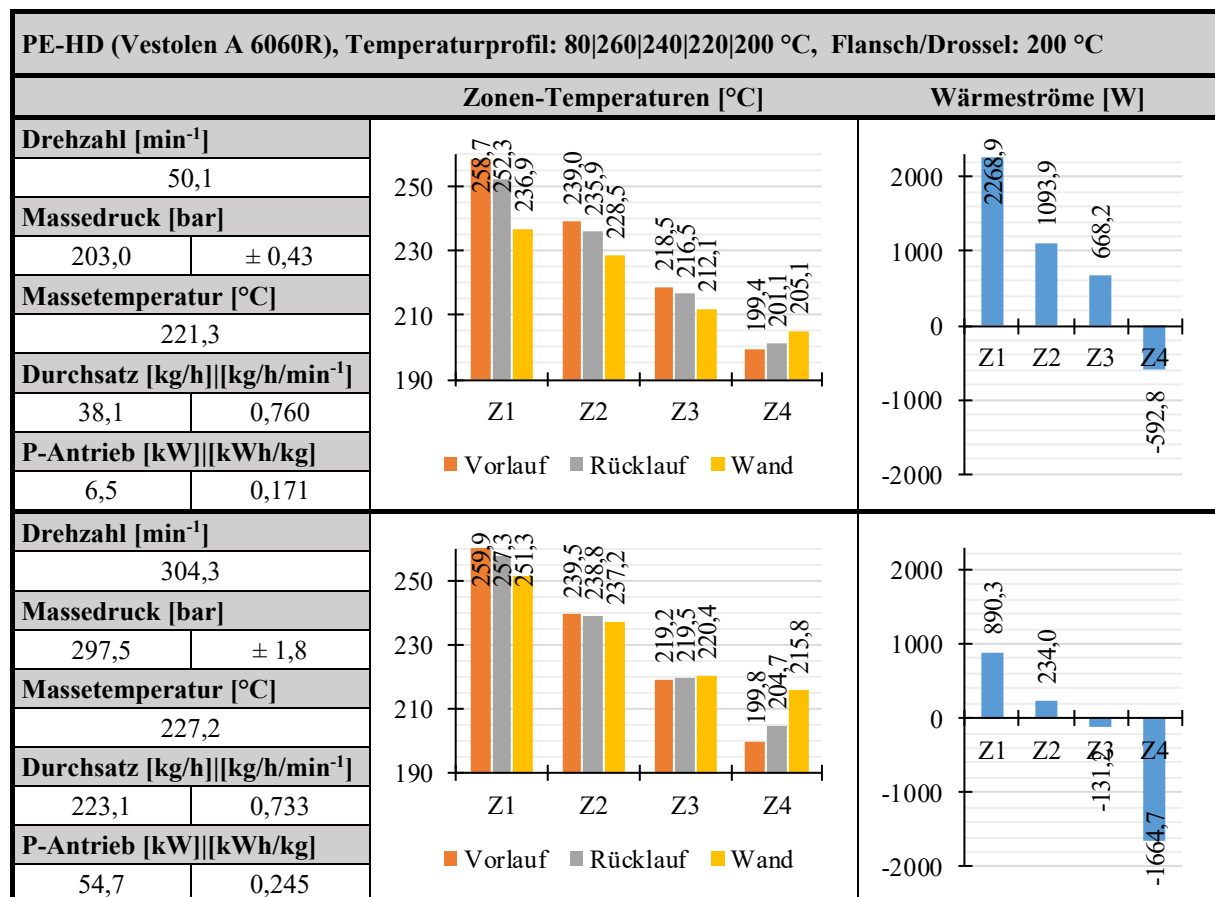
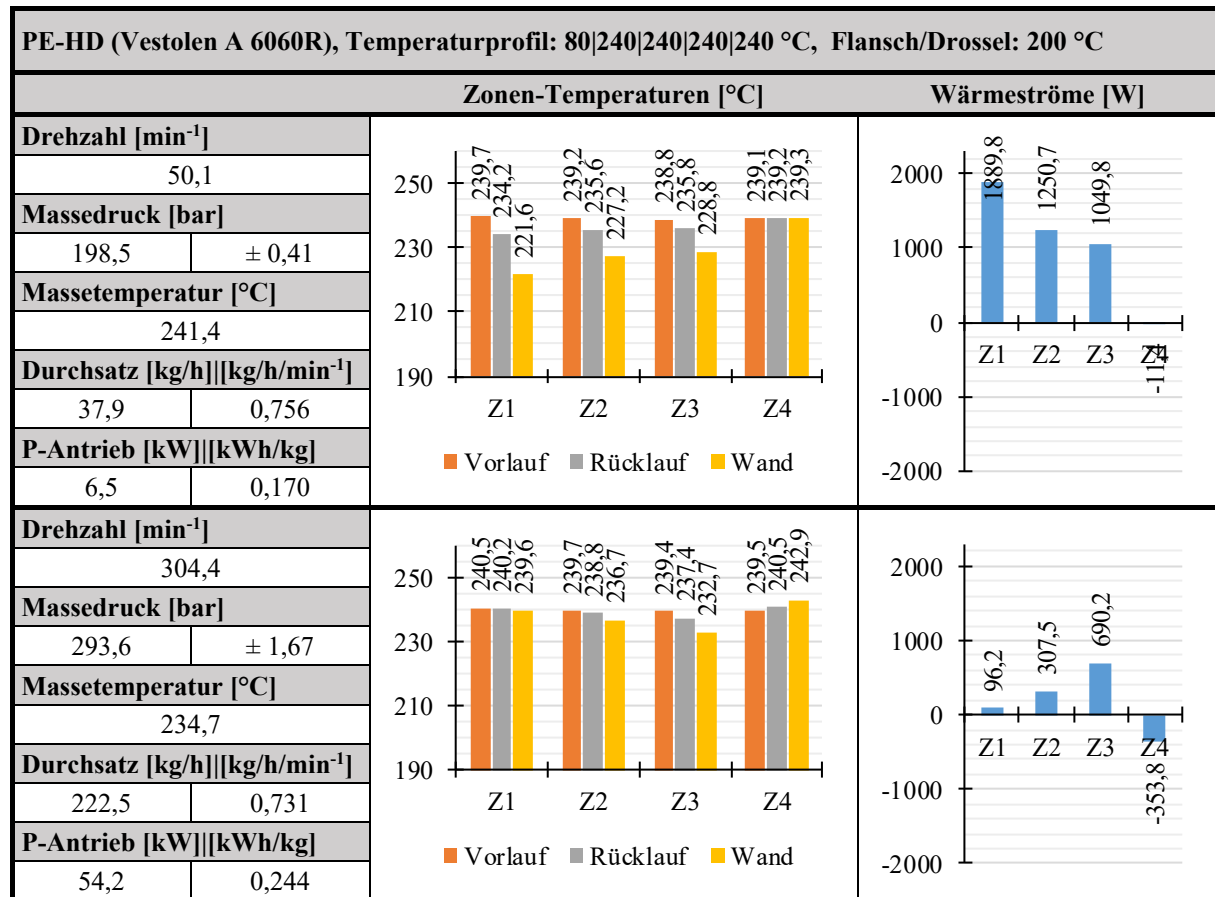
**Abbildung 8-8:** Enthalpiekurve – PA12

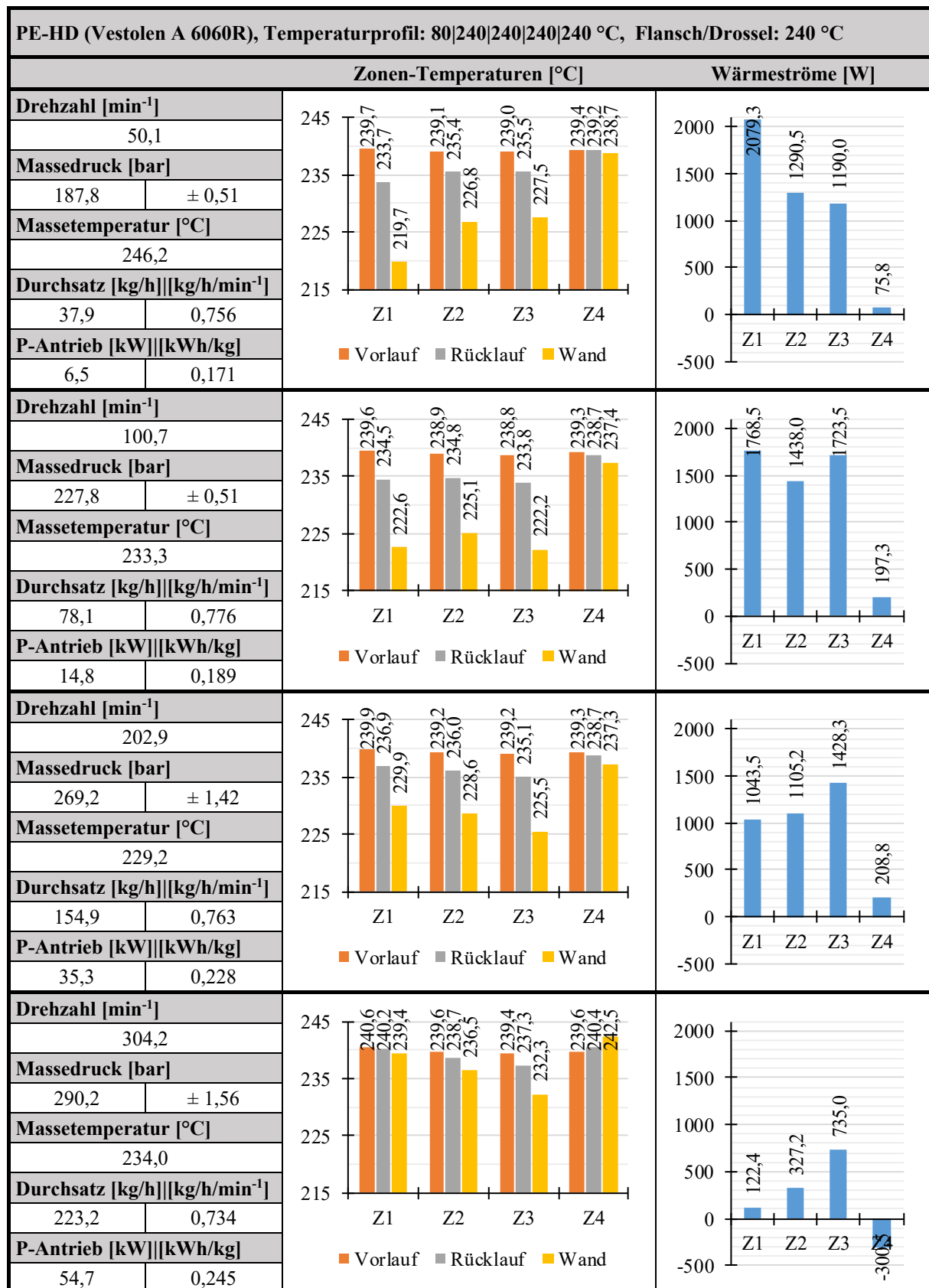
## 8.4 Versuchsprotokolle der Extrusionsversuche

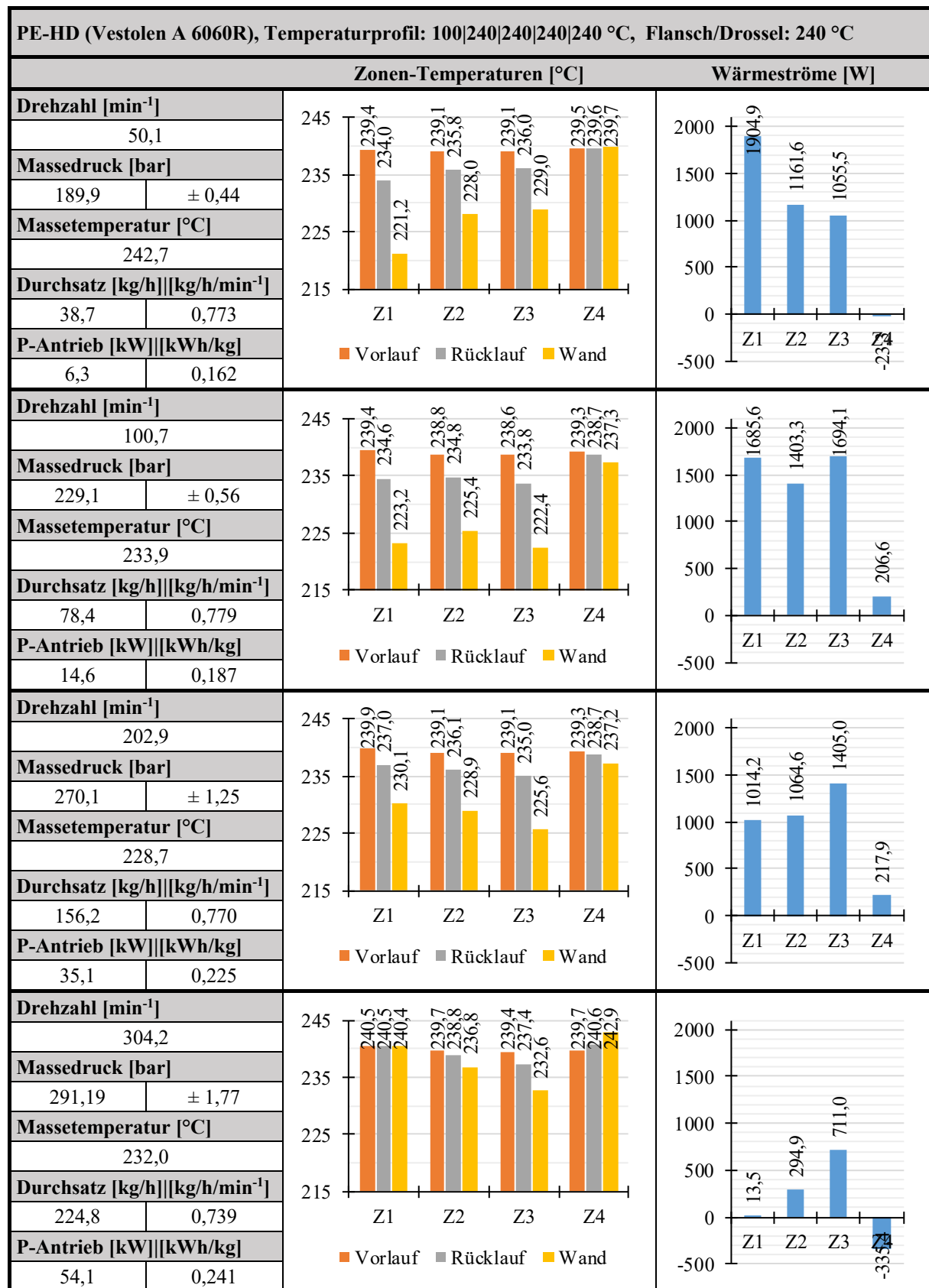
PE-HD (Vestolen A 6060R), Temperaturprofil: 80 200 200 200 200 °C, Flansch/Drossel: 200 °C																					
Zonen-Temperaturen [°C]		Wärmeströme [W]																			
<b>Drehzahl [min<sup>-1</sup>]</b>		<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Wärmestrom [W]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>1122,3</td></tr><tr><td>Z2</td><td>742,5</td></tr><tr><td>Z3</td><td>698,6</td></tr><tr><td>Z4</td><td>-185,5</td></tr></tbody></table>	Zone	Wärmestrom [W]	Z1	1122,3	Z2	742,5	Z3	698,6	Z4	-185,5									
Zone	Wärmestrom [W]																				
Z1	1122,3																				
Z2	742,5																				
Z3	698,6																				
Z4	-185,5																				
50,1																					
<b>Massedruck [bar]</b>																					
201,8	± 0,56																				
<b>Massetemperatur [°C]</b>																					
213,8																					
<b>Durchsatz [kg/h]  [kg/h/min<sup>-1</sup>]</b>																					
37,1	0,740																				
<b>P-Antrieb [kW]  [kWh/kg]</b>																					
7,2	0,195																				
<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Vorlauf [°C]</th><th>Rücklauf [°C]</th><th>Wand [°C]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>199,4</td><td>196,1</td><td>188,6</td></tr><tr><td>Z2</td><td>199,4</td><td>197,2</td><td>192,3</td></tr><tr><td>Z3</td><td>199,4</td><td>197,4</td><td>192,7</td></tr><tr><td>Z4</td><td>199,6</td><td>200,1</td><td>201,3</td></tr></tbody></table>		Zone	Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]	Wand [°C]	Z1	199,4	196,1	188,6	Z2	199,4	197,2	192,3	Z3	199,4	197,4	192,7	Z4	199,6	200,1	201,3
Zone	Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]	Wand [°C]																		
Z1	199,4	196,1	188,6																		
Z2	199,4	197,2	192,3																		
Z3	199,4	197,4	192,7																		
Z4	199,6	200,1	201,3																		
<b>Drehzahl [min<sup>-1</sup>]</b>		<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Wärmestrom [W]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>773,0</td></tr><tr><td>Z2</td><td>590,1</td></tr><tr><td>Z3</td><td>699,0</td></tr><tr><td>Z4</td><td>-128,4</td></tr></tbody></table>	Zone	Wärmestrom [W]	Z1	773,0	Z2	590,1	Z3	699,0	Z4	-128,4									
Zone	Wärmestrom [W]																				
Z1	773,0																				
Z2	590,1																				
Z3	699,0																				
Z4	-128,4																				
100,7																					
<b>Massedruck [bar]</b>																					
234,4	± 1,15																				
<b>Massetemperatur [°C]</b>																					
210,8																					
<b>Durchsatz [kg/h]  [kg/h/min<sup>-1</sup>]</b>																					
74,5	0,740																				
<b>P-Antrieb [kW]  [kWh/kg]</b>																					
15,9	0,214																				
<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Vorlauf [°C]</th><th>Rücklauf [°C]</th><th>Wand [°C]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>199,5</td><td>197,2</td><td>192,1</td></tr><tr><td>Z2</td><td>199,5</td><td>197,7</td><td>193,8</td></tr><tr><td>Z3</td><td>199,5</td><td>197,4</td><td>192,8</td></tr><tr><td>Z4</td><td>199,5</td><td>199,9</td><td>200,7</td></tr></tbody></table>		Zone	Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]	Wand [°C]	Z1	199,5	197,2	192,1	Z2	199,5	197,7	193,8	Z3	199,5	197,4	192,8	Z4	199,5	199,9	200,7
Zone	Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]	Wand [°C]																		
Z1	199,5	197,2	192,1																		
Z2	199,5	197,7	193,8																		
Z3	199,5	197,4	192,8																		
Z4	199,5	199,9	200,7																		
<b>Drehzahl [min<sup>-1</sup>]</b>		<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Wärmestrom [W]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>-253,2</td></tr><tr><td>Z2</td><td>-274,9</td></tr><tr><td>Z3</td><td>42,5</td></tr><tr><td>Z4</td><td>-645,0</td></tr></tbody></table>	Zone	Wärmestrom [W]	Z1	-253,2	Z2	-274,9	Z3	42,5	Z4	-645,0									
Zone	Wärmestrom [W]																				
Z1	-253,2																				
Z2	-274,9																				
Z3	42,5																				
Z4	-645,0																				
203,9																					
<b>Massedruck [bar]</b>																					
275,2	± 2,30																				
<b>Massetemperatur [°C]</b>																					
211,7																					
<b>Durchsatz [kg/h]  [kg/h/min<sup>-1</sup>]</b>																					
148,5	0,728																				
<b>P-Antrieb [kW]  [kWh/kg]</b>																					
37,3	0,251																				
<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Vorlauf [°C]</th><th>Rücklauf [°C]</th><th>Wand [°C]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>199,8</td><td>200,5</td><td>202,2</td></tr><tr><td>Z2</td><td>199,7</td><td>200,5</td><td>202,3</td></tr><tr><td>Z3</td><td>199,7</td><td>199,6</td><td>199,3</td></tr><tr><td>Z4</td><td>199,7</td><td>201,6</td><td>205,9</td></tr></tbody></table>		Zone	Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]	Wand [°C]	Z1	199,8	200,5	202,2	Z2	199,7	200,5	202,3	Z3	199,7	199,6	199,3	Z4	199,7	201,6	205,9
Zone	Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]	Wand [°C]																		
Z1	199,8	200,5	202,2																		
Z2	199,7	200,5	202,3																		
Z3	199,7	199,6	199,3																		
Z4	199,7	201,6	205,9																		
<b>Drehzahl [min<sup>-1</sup>]</b>		<table><thead><tr><th>Zone</th><th>Wärmestrom [W]</th></tr></thead><tbody><tr><td>Z1</td><td>-1185,5</td></tr><tr><td>Z2</td><td>-1342,7</td></tr><tr><td>Z3</td><td>-786,1</td></tr><tr><td>Z4</td><td>-1341,7</td></tr></tbody></table>	Zone	Wärmestrom [W]	Z1	-1185,5	Z2	-1342,7	Z3	-786,1	Z4	-1341,7									
Zone	Wärmestrom [W]																				
Z1	-1185,5																				
Z2	-1342,7																				
Z3	-786,1																				
Z4	-1341,7																				
304,4																					
<b>Massedruck [bar]</b>																					
296,9	± 2,25																				
<b>Massetemperatur [°C]</b>																					
217,0																					
<b>Durchsatz [kg/h]  [kg/h/min<sup>-1</sup>]</b>																					
219,5	0,721																				
<b>P-Antrieb [kW]  [kWh/kg]</b>																					
56,9	0,259																				

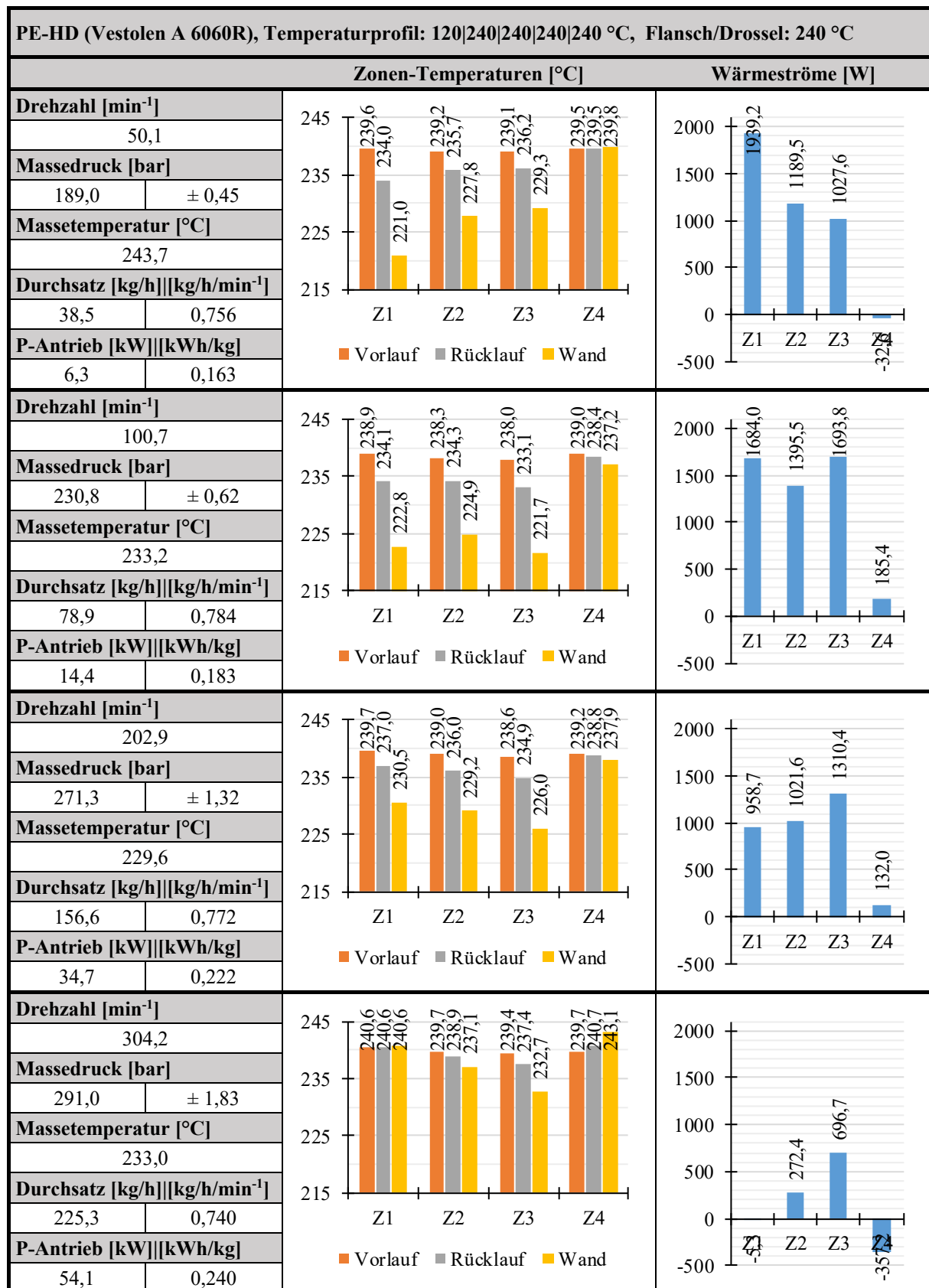




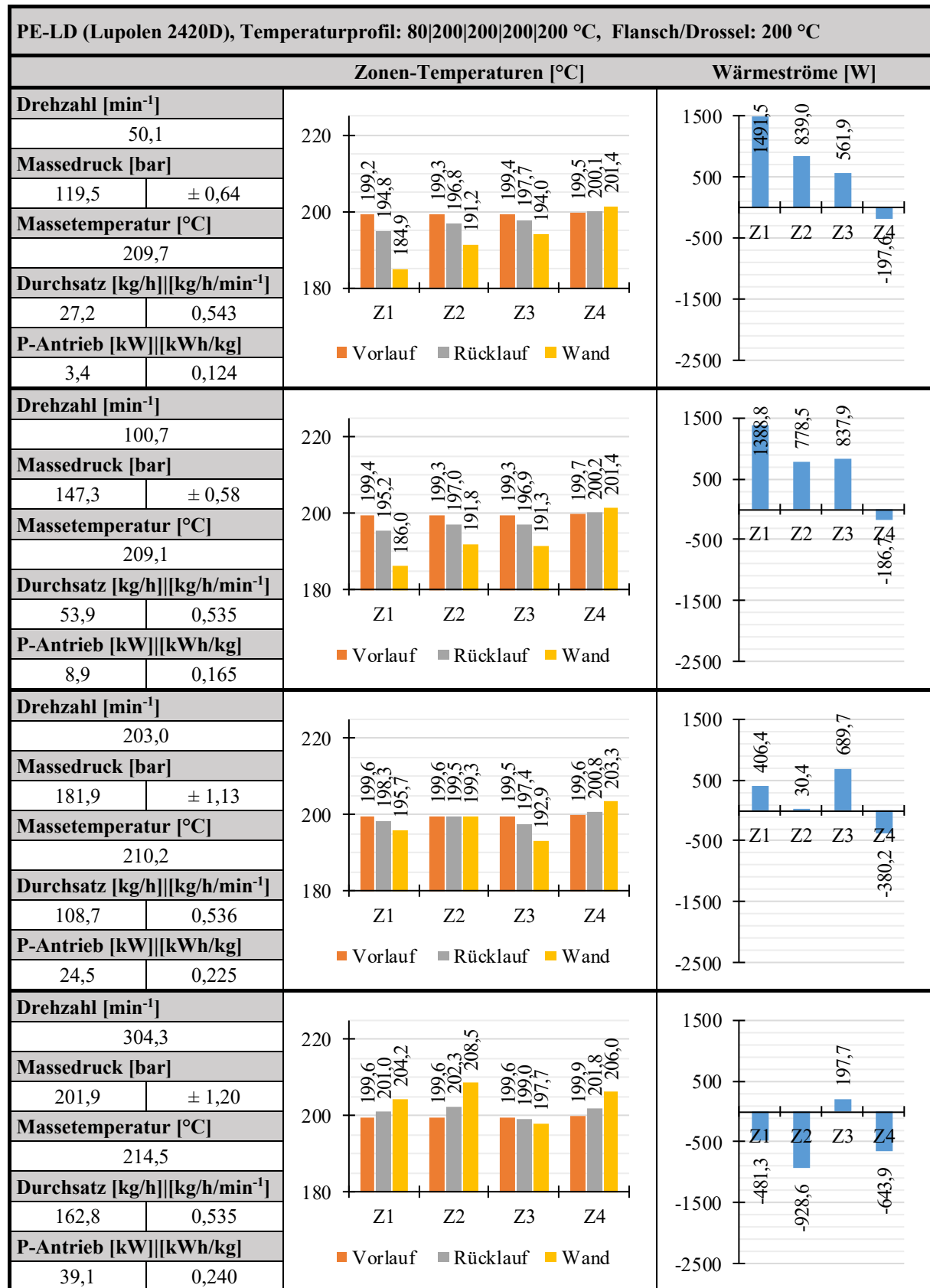


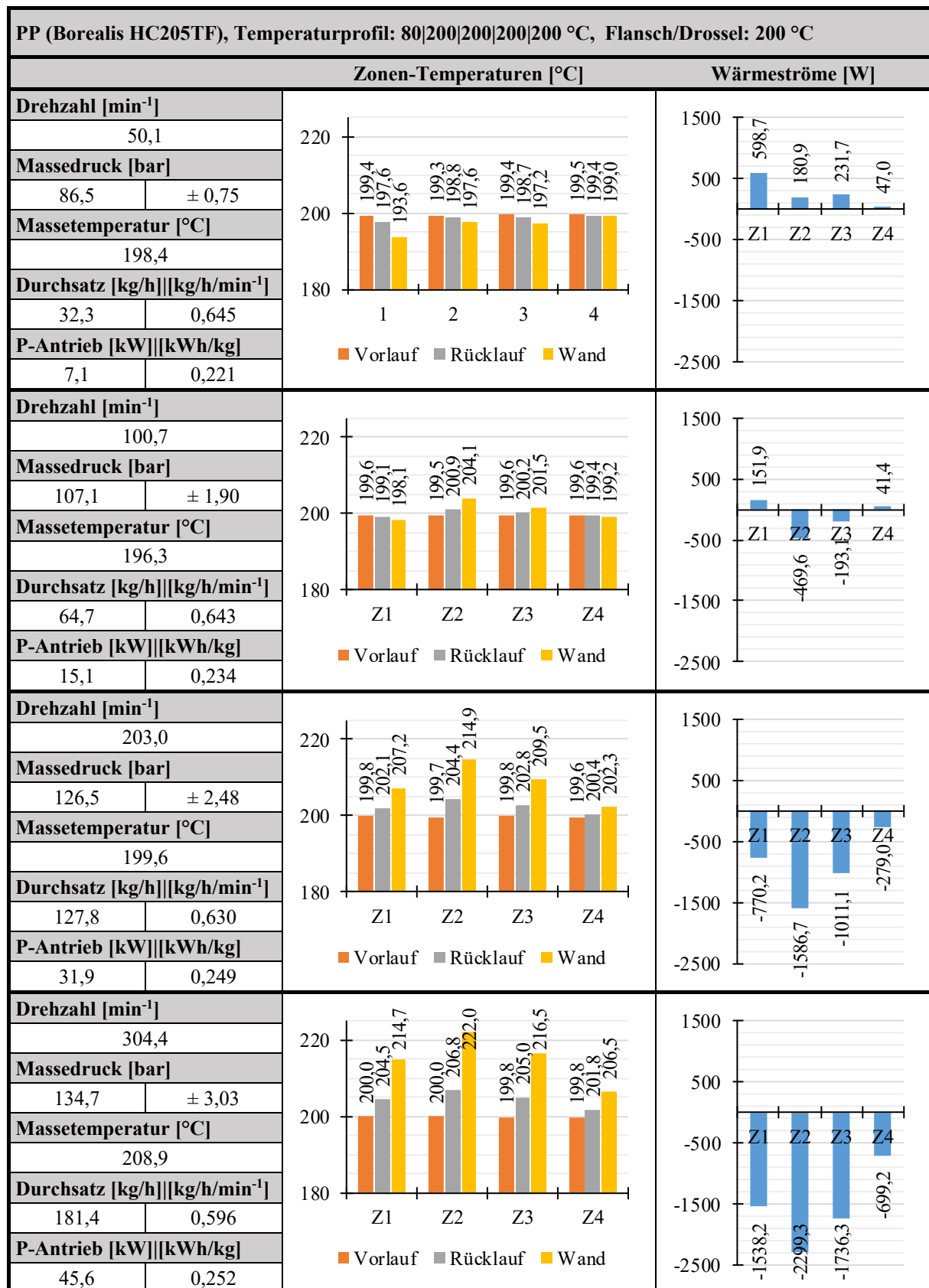


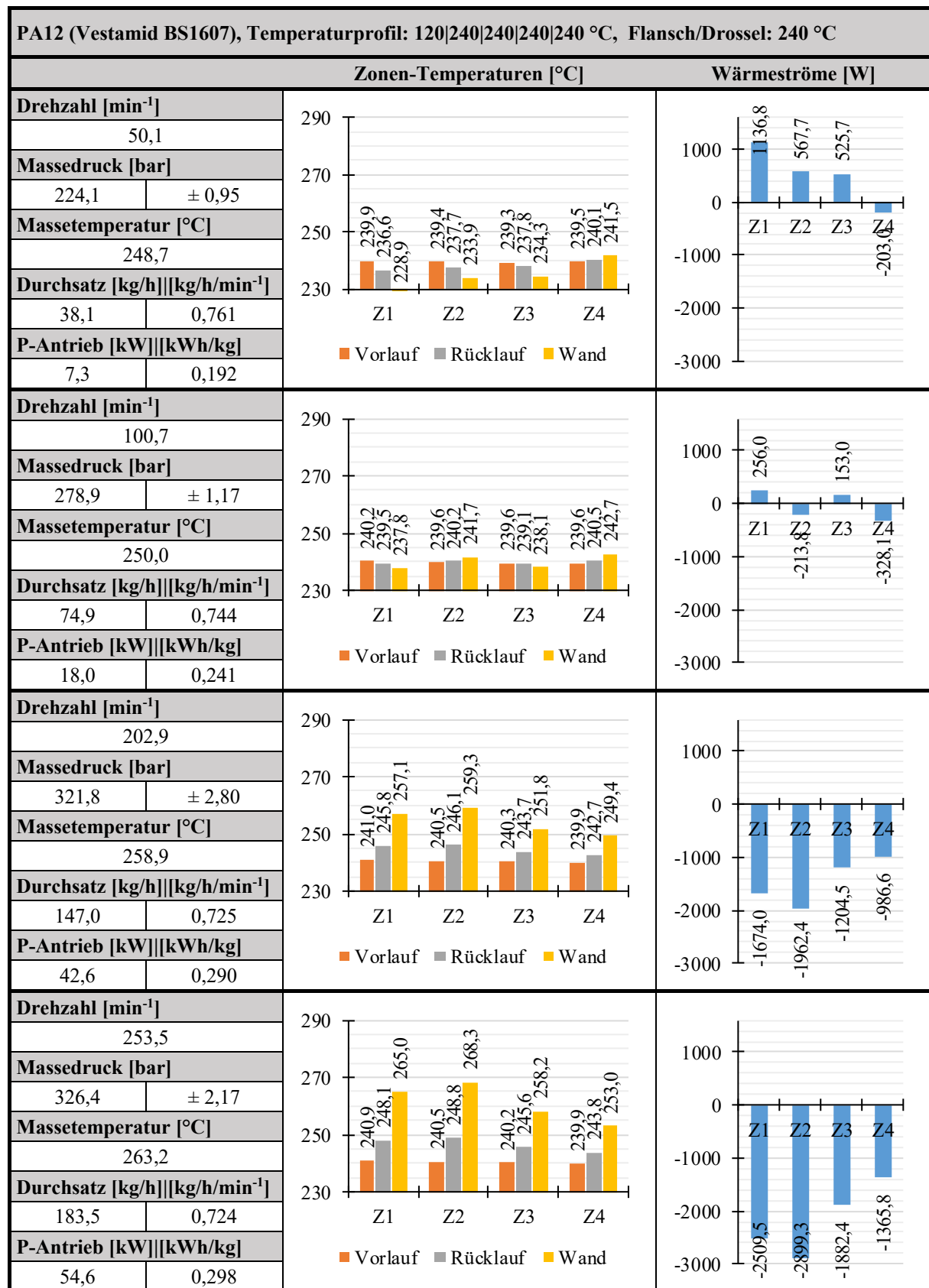


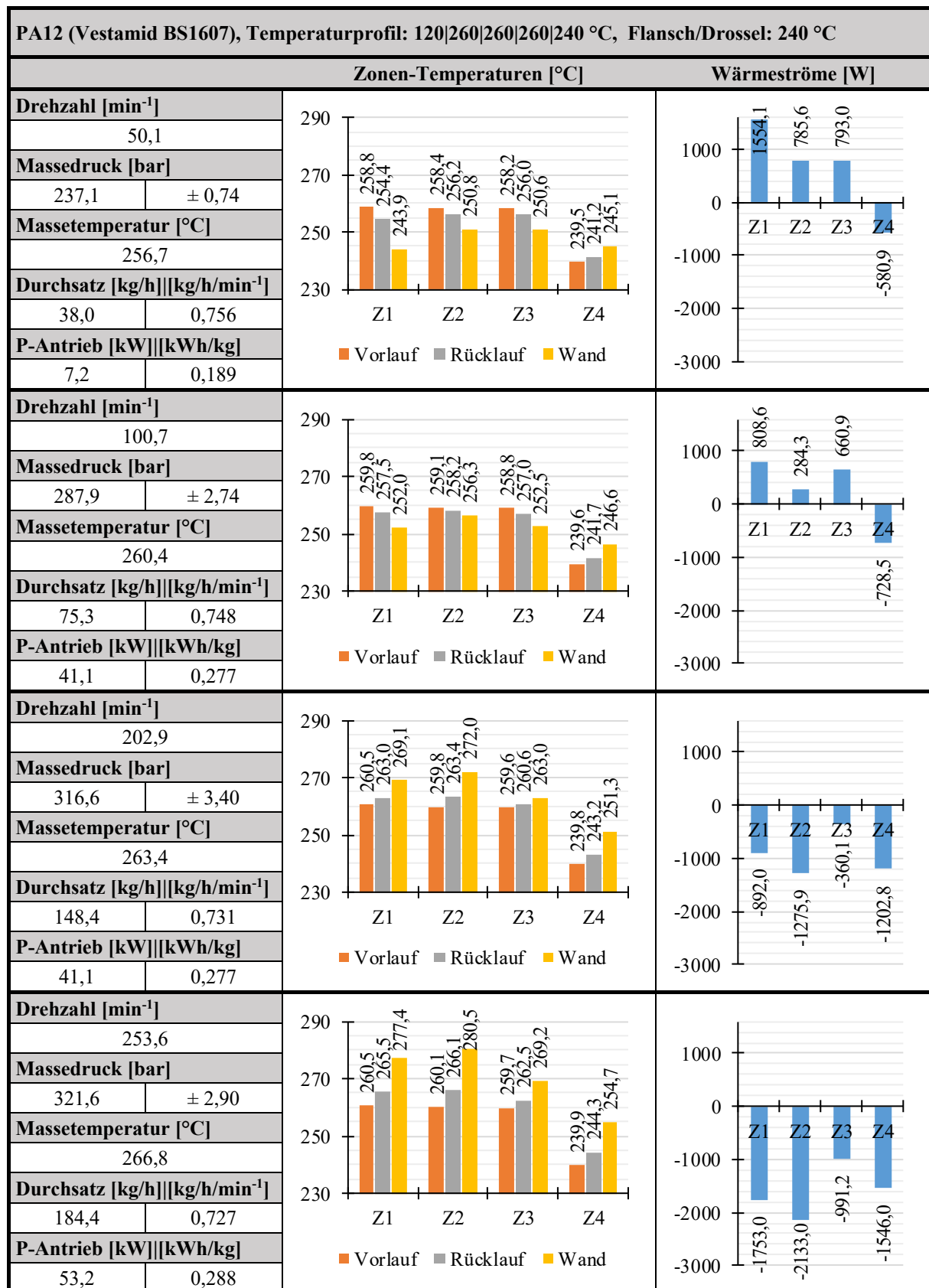


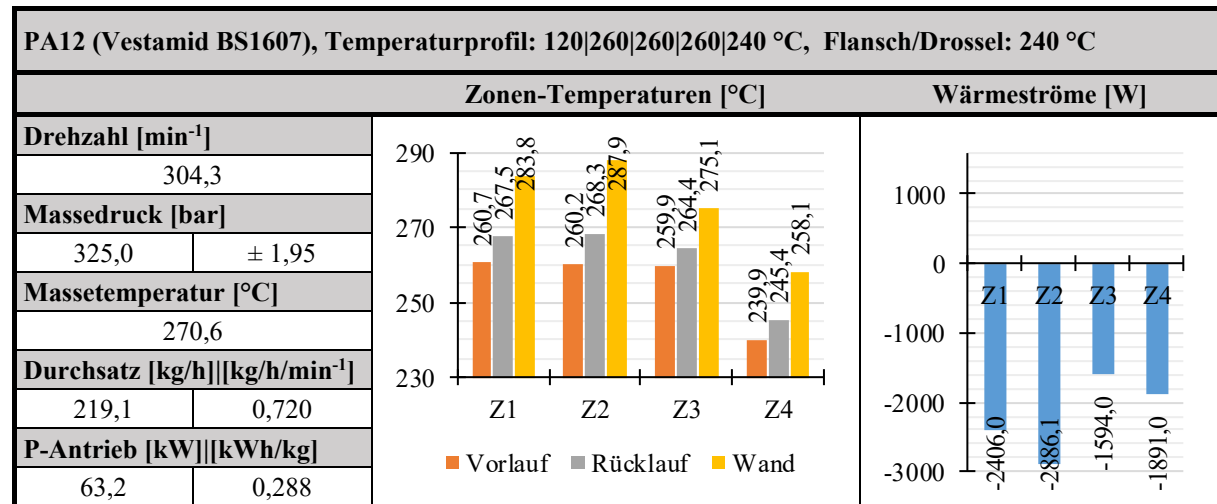












## 8.5 Materialmodell zur Simulation des Plastifizierprozesses

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 5.2 eingeführten Meltfraction-Funktion werden im Folgenden die erforderlichen benutzerdefinierten Funktionen nach [Kar16] vorgestellt, die zur Simulation des Plastifizierprozesses herangezogen und hierzu in den CFD-Solver implementiert werden. Mit Hilfe des Superpositionsprinzips werden die Verhalten von Feststoff und Schmelze entsprechend der Meltfraction-Funktion überlagert.

### Viskosität

Die Viskosität der strukturviskosen Kunststoffschmelze wird über den verbreiteten Carreau-Ansatz abgebildet [Car68], der eine Beschreibung der Viskositätsfunktion über einen breiten Schergeschwindigkeitsbereich erlaubt.

$$\eta(\dot{\gamma}, T) = \frac{A \cdot \tilde{a}_T}{(1 + B \cdot \dot{\gamma} \cdot \tilde{a}_T)^c} \quad \text{Gl. 8-5}$$

Eine Anpassung findet lediglich im Bereich des Temperaturverschiebungsfaktors statt. Der angepasste Temperaturverschiebungsfaktor  $\tilde{a}_T$  basiert auf dem Ansatz von Williams, Landel und Ferry in Gl. 8-7 [WLF55], der durch eine Maximalverschiebung für die Viskosität in Bereichen von Feststoff erweitert wird.

$$\lg(\tilde{a}_T) = \lg(\tilde{a}_T)_{max} \cdot (1 - MF(T)) + \lg(a_T) \cdot MF(T) \quad \text{Gl. 8-6}$$

$$\text{mit } \lg(a_T) = \frac{8,86 \cdot (T_0 - T_S)}{101,6 \cdot (T_0 - T_S)} - \frac{8,86 \cdot (T - T_S)}{101,6 \cdot (T - T_S)} \quad \text{Gl. 8-7}$$

Durch die Definition des Maximalwertes  $\lg(\tilde{a}_T)_{max}$  wird die Verschiebung der Viskosität im Bereich des Feststoffes unabhängig von der Temperatur definiert und als konstant angenommen. Dies ermöglicht eine Begrenzung des Viskositätsanstiegs bei geringen Temperaturen.

### Spezifische Enthalpie

Der Verlauf der spezifischen Enthalpie wird für Feststoff und Schmelze als temperaturabhängige Geradengleichung definiert.

$$h_{S/L}(T) = m_{h,S/L} \cdot T + n_{h,S/L} = c_{p,S/L} \cdot T + n_{h,S/L} \quad \text{Gl. 8-8}$$

$$h(T) = h_S(T) \cdot (1 - MF(T)) + h_L(T) \cdot MF(T) \quad \text{Gl. 8-9}$$

Die spezifische Wärmekapazität ergibt sich als Differential der Enthalpie-Funktion und entspricht im Feststoff- sowie im Schmelzebereich der Steigung der Geradengleichungen.

### Spezifisches Volumen

Das spezifische Volumen ändert sich ebenfalls annähernd linear mit der Temperatur, was erneut eine Überlagerung zweier Geradengleichungen erlaubt. Neben dem Aufschmelzvorgang führt auch die Wärmeausdehnung zu einer Zunahme des spezifischen Volumens mit der Temperatur. Der Exponent  $ES$  (Expansion-Shift) wird zusätzlich eingeführt, um das Verhalten des Materials entsprechend abzubilden.

$$v_{S/L}(T) = m_{v,S/L} \cdot T + n_{v,S/L} \quad \text{Gl. 8-10}$$

$$v(T) = v_S(T) \cdot (1 - MF(T)^{ES}) + v_L(T) \cdot MF(T)^{ES} \quad \text{Gl. 8-11}$$

### Wärmeleitfähigkeit

Die Wärmeleitfähigkeit steigt im Bereich der Schmelze leicht linear mit der Temperatur an. Im Schmelzbereich sinkt Sie aufgrund der geringer werdenden Dichte und dem Abnehmen kristalliner Bereiche in Form einer Glockenkurve ab. Die Temperatur  $T_{\lambda,S}$  definiert die Lage des Peaks, während sich über die Faktoren  $HS_{\lambda,S}$  (Height-Scaling) und  $WS_{\lambda,S}$  (Width-Scaling) die Form der Glockenkurve definieren lässt.

$$\lambda_L(T) = m_{\lambda,L} \cdot T + n_{\lambda,L} \quad \text{Gl. 8-12}$$

$$\lambda_S(T) = HS_{\lambda,S} \cdot e^{-WS_{\lambda,S} \cdot (T - T_{\lambda,S})^2} \quad \text{Gl. 8-13}$$

$$\lambda(T) = \lambda_S(T) \cdot (1 - MF(T)) + \lambda_L(T) \cdot MF(T) \quad \text{Gl. 8-14}$$

### Dissipation

Die Dissipation wird erst innerhalb des Temperaturbereichs nach dem vollständigen Aufschmelzen, also ab einer Temperatur von  $T_{Fin}$  vollständig berücksichtigt. Für Temperaturen kleiner  $T_{Fin}$  geht nur der vorliegende Schmelzeanteil mit der Viskosität bei  $T_{Fin}$  in die Berechnung der Dissipation ein.

$$P_{Diss}(\dot{\gamma}, T) = \eta(\dot{\gamma}, T_{Fin}) \cdot \dot{\gamma}^2 \cdot MF(T) \quad \text{für } T < T_{Fin} \quad \text{Gl. 8-15}$$

$$P_{Diss}(\dot{\gamma}, T) = \eta(\dot{\gamma}, T) \cdot \dot{\gamma}^2 \quad \text{für } T \geq T_{Fin} \quad \text{Gl. 8-16}$$

Die folgende Abbildung 8-9 stellt die für die Simulation verwendeten Funktionsverläufe dar, denen die zuvor geschilderten Gleichungen zugrunde liegen.

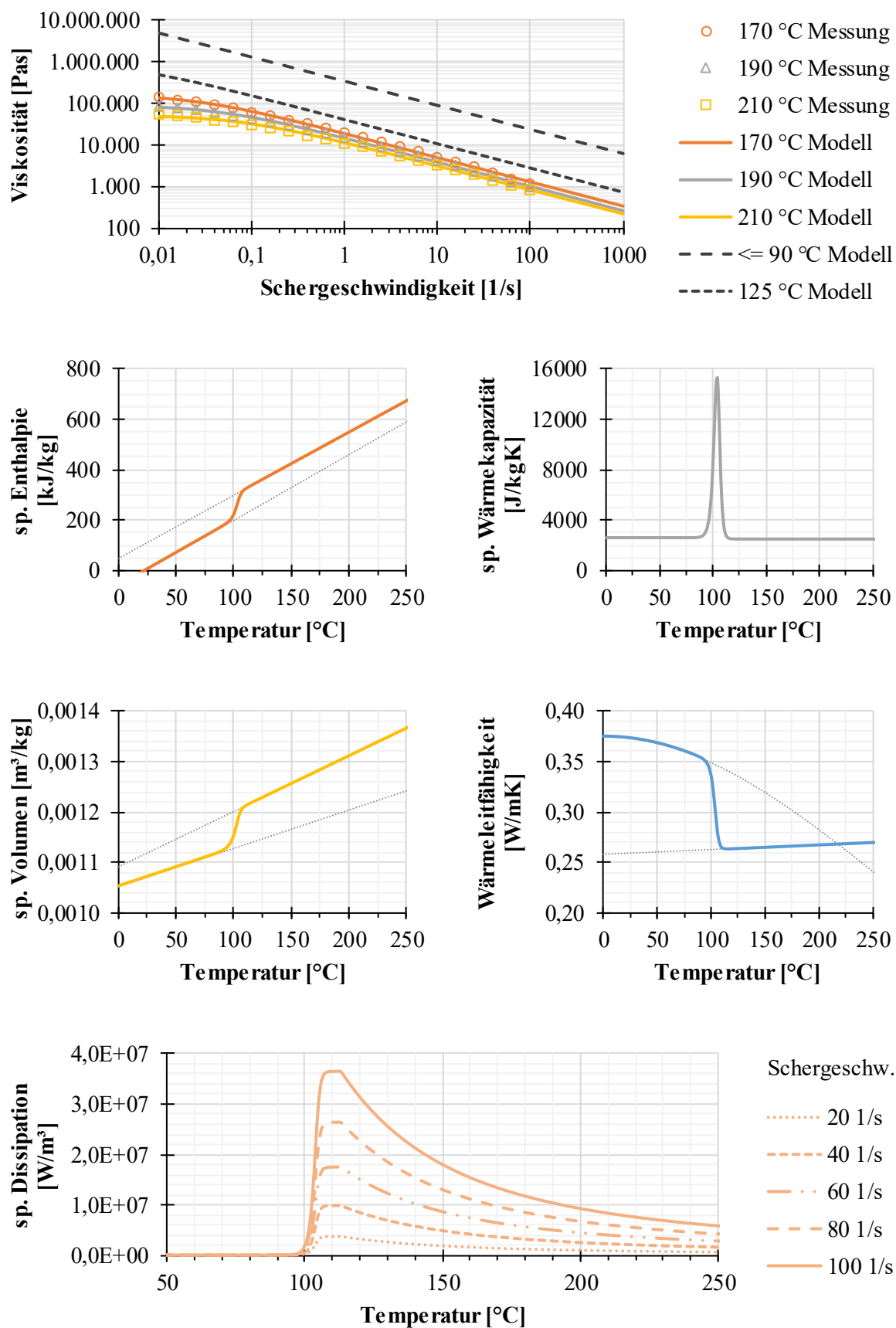


Abbildung 8-9: Verläufe der benutzerdefinierten Funktionen des Materialmodells



## 8.6 Verwendete Hard- und Software

### Hardware

- *Workstation zur Erstellung der CAD-Modelle und zur Durchführung der numerischen Simulationen*

Dell Precision T5610

Prozessoren: 2 x Intel Xeon E5-2650 v2 (jeweils 8 Kerne, HT, 2,6 GHz)

Arbeitsspeicher: 32 GB 1688 MHz DDR3

Betriebssystem: Windows 10, 64 Bit, auf Solid State Drive

- *Dynamische Differenzkalorimetrie*

Mettler Toledo DSC 1 Star System

- *Rotationsrheometer*

Malvern Bohlin Gemini II

### Software

- *Simulation*

ANSYS, Inc. Release Version 17.0

Verwendete Produkte: Workbench, DesignModeler, Meshing, Fluent, CFD-Post

- *Konstruktion*

Dassault Systemes SolidWorks 2014, SP5.0 X64 Edition

- *Programmierung der Anlagensteuerung*

National Instruments LabVIEW 2015, Version 15.0, 32 Bit

## **Lebenslauf**

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.